

Mestrado Integrado em Engenharia Química

Análise do circuito de água de arrefecimento da Refinaria do Porto da Petrogal

Tese de Mestrado

desenvolvida no âmbito da disciplina de

Projecto de Desenvolvimento em Ambiente Empresarial

Vasco Rodrigo Oliveira dos Santos Fonseca

Refinaria do Porto da Petrogal - Área da Tecnologia



Universidade do Porto

Faculdade de Engenharia

FEUP

Departamento de Engenharia Química

Orientador na FEUP: Prof. Fernando Gomes Martins

Orientador na empresa: Eng. Manuel Leão Tavares

Julho de 2008

Agradecimentos

Agora que se dá por finalizado o projecto em ambiente empresarial, urge agradecer a todos os que durante este período contribuíram para este trabalho.

Ao Prof. Fernando Martins, o meu orientador académico, agradeço não só a orientação mas também a dedicação, prontidão e entusiasmo que sempre demonstrou ao longo deste projecto.

Ao Eng. Manuel Leão, o meu orientador na empresa, pelo seu interesse, prestabilidade e orientação para que o trabalho fosse proveitoso tanto para mim como para a Refinaria do Porto.

Ao Prof. Manuel Maria Pacheco, do Departamento de Engenharia Civil da FEUP, pelo seu contributo na modelização do circuito de água de arrefecimento, especialmente na simulação das perdas de pressão nas unidades da refinaria e no aproveitamento das potencialidades do EPANET.

Ao Prof. João Bastos pela sua prestabilidade no esclarecimento das dúvidas que foram surgindo durante o desenvolvimento do algoritmo de cálculo da torre de arrefecimento.

Ao Eng. Fernando Borges, que me acompanhou durante o trabalho de campo e que se demonstrou sempre solícito no fornecimento de documentação e esclarecimento de dúvidas acerca do funcionamento do circuito de água de arrefecimento da refinaria.

A todos os colaboradores do Arquivo da Refinaria do Porto da Petrogal e em especial ao Sr. Mário Cerqueira e Sr. Ali Said, pela enorme prestabilidade demonstrada durante o levantamento de dados ao circuito.

À Eng. Marta Cruz, Eng. Ana Feliciano, Eng. Sérgio Moutinho, Eng. Ana Rita Marques, Eng. Luís Rodrigues, Eng. Andreia Costa, Eng. Pedro André, Eng. Nuno Miranda e Eng. Patrícia Alves pelo apoio e interesse demonstrados.

À Refinaria do Porto da Petrogal pela oportunidade de realização deste estágio curricular bem como pelos recursos disponibilizados.

Por fim, deixo um agradecimento especial ao meu amigo Eduardo Oliveira, meu colega de curso e de estágio, por este período de aprendizagem que passamos juntos.

Resumo

Este trabalho surge na sequência do plano de investimentos da Galp Energia até 2010. Para a Refinaria do Porto está prevista a instalação de três novas unidades, nomeadamente, destilação sob vácuo, viscorredução e cogeração.

Com este trabalho pretende-se aferir a capacidade da linha II do circuito de água de arrefecimento abastecer as novas unidades, nomeadamente a capacidade para abastecer apenas as unidades de destilação sob vácuo e viscorredução, ou as três unidades. Pretende-se também averiguar a capacidade da actual torre de arrefecimento, que serve a linha II, com a inclusão das novas unidades.

Assim, desenvolveu-se um modelo hidráulico em EPANET da linha II, bem como um algoritmo de cálculo que permite aferir o actual desempenho da torre de arrefecimento. Para tal, e com o objectivo de obter informação, foi necessário efectuar um conjunto de experiências no circuito, bem como proceder ao levantamento de dados.

Deste trabalho resultaram as seguintes conclusões:

1-A linha II do circuito de água de arrefecimento tem capacidade para abastecer as três novas unidades, no entanto será necessário rectificar a actual bomba eléctrica, nomeadamente verificar o estado de conservação do actual rotor e proceder à sua substituição caso seja necessário, bem como recolocar o seu motor eléctrico original de 810 kW;

2-A torre de arrefecimento tem capacidade para suportar as novas unidades.

Palavras-Chave: Sistemas de Água de Arrefecimento, Modelo hidráulico, EPANET, Desempenho de Torres de Arrefecimento

Abstract

This work follows the plan's investment of Galp Energia until 2010. For the Porto Refinery, it is expected the installation of three new units: i) a vacuum distillation, ii) a visbreaking unit and iii) a cogeneration unit.

The main objective of this study is to evaluate the capacity of the line II of cooling water circuit to supply the new units for two situations. The first situation considers only the vacuum distillation and visbreaking units and second situation corresponds to the incorporation of the three units. It is also an objective of this work to analyse the capacity of the cooling tower, which serves the line II, to supply the cooling system including the new flowrates of the new units.

Thus, a hydraulic model was developed for this circuit using the EPANET software. In addition, an algorithm to compute the performance of the cooling tower was also developed. A series of experiments were performed to obtain information from plant in order to create the hydraulic model.

From this work, the main conclusions are:

- 1-The line II of the cooling water circuit has the capacity to supply the three new units, however, it will be necessary to rectify the electric pump, particularly, it is needed to check the conservation status of the impeller and the possibility to be replaced. It will be also necessary to replace the electric motor for its original power of 810 kW;
- 2-The cooling tower has the capacity to supply cooling water to cool the current installation and the new units.

Keywords: Water-Cooling Systems, Hydraulic model, EPANET, Cooling Tower Performance

Índice

1	Introdução.....	1
1.1	Enquadramento e apresentação do projecto	1
1.2	Contributos do trabalho.....	2
1.3	Organização da tese	3
2	Estado da arte	4
3	Sistemas de arrefecimento industriais	6
3.1	Circuito aberto com recirculação do refrigerante	6
3.2	Classificação de torres de arrefecimento	7
3.3	Equipamentos constituintes das torres de arrefecimento	8
3.3.1	Enchimento (Fill)	8
3.3.2	Eliminador de arrasto de gotas (drift)	8
3.3.3	Ventiladores.....	9
4	Apresentação da linha II do circuito de arrefecimento da refinaria	10
4.1	Caracterização geral	10
4.2	Torre de arrefecimento.....	12
4.3	Bombas	12
5	Descrição técnica e discussão dos resultados	13
5.1	Tarefa 1 - Experiências realizadas na linha II.....	13
5.1.1	Objectivo	13
5.1.2	Procedimento	13
5.1.3	Resultados e discussão	15
5.2	Tarefa 2 - Calibração de um modelo hidráulico pelo simulador EPANET	18
5.2.1	Calibração do modelo	18
5.2.2	Resultados e discussão	22
5.3	Tarefa 3 - Estudo do impacto das novas unidades, recorrendo ao modelo desenvolvido.....	26
5.3.1	Calibração do modelo	26
5.3.2	Resultados e discussão	27
5.4	Tarefa 4 - Cálculo do desempenho da torre de arrefecimento.....	31

6	Conclusões.....	33
7	Avaliação do trabalho realizado.....	34
7.1	Objectivos realizados	34
7.2	Limitações e trabalho futuro.....	34
7.3	Apreciação final.....	35
	Referências	36
Anexo 1	Resultados das experiências efectuadas no circuito	38
Anexo 2	Dados calculados para a calibração do modelo	45
2.1	Coeficientes de perda de carga.....	45
2.2	Curva característica das bombas	47
Anexo 3	Dados utilizados no modelo para a previsão do impacto das NU	50
3.1	Caracterização da tubagem	50
3.2	Coeficientes de perda de carga utilizados no EPANET para definir o caudal das NU ..	51
3.3	Avaliação do motor eléctrico da PM-4401E	51
Anexo 4	Cálculo do desempenho da torre de arrefecimento.....	54
4.1	Equações utilizadas para o cálculo do número de unidade de transferência (NTU) ..	54
4.1.1	Teoria de Merkel	54
4.1.2	Balanço energético à torre	56
4.1.3	Entalpia de ar saturado	56
4.2	Cálculo do NTU.....	58
4.3	Desempenho actual da torre de arrefecimento	59
4.3.1	Equação característica da torre.....	59
4.3.2	Cálculo do actual caudal de ar	59
4.3.3	Cálculo da temperatura de saída prevista para as diversas experiências.....	61

Índice de tabelas

Tabela 1 - Experiências realizadas na linha II.	14
Tabela 2 - Valores medidos na experiência E e medições adicionais de caudal.	17
Tabela 3 - Comparação dos resultados do modelo com os obtidos na experiência E.	24
Tabela 4 - Comparação dos resultados do modelo com os obtidos na experiência A.	24
Tabela 5 - Comparação dos resultados do modelo com os obtidos na experiência C.	25
Tabela 6 - Previsão do comportamento do circuito considerando a instalação do VB.	29
Tabela 7 - Previsão do comportamento do circuito considerando a instalação do VB e COG.	29
Tabela 8 - Potência requerida pelo motor eléctrico da PM-4401E, com a instalação da unidade VB.	30
Tabela 9 - Potência requerida pelo motor eléctrico da PM-4401E, com a instalação das unidades VB e COG.	30
Tabela 10 - Comparação entre a temperatura de saída da água prevista e experimental.	31
Tabela A1.1 - Valores medidos para a experiência A.	39
Tabela A1.2 - Valores medidos para a experiência B.	40
Tabela A1.3 - Valores medidos para a experiência C.	41
Tabela A1.4 - Condições atmosféricas verificadas no dia da experiência A.	42
Tabela A1.5 - Condições atmosféricas verificadas no dia das experiências B, C e E.	42
Tabela A1.6 - Cotas, comprimentos e diâmetros de tubagem.	43
Tabela A1.7 - Resultados do levantamento ao comprimento e diâmetro dos diferentes troços que compõe a tubagem principal da linha II.	44
Tabela A2.1 - Coeficientes de perda de carga das unidades/equipamentos.	45
Tabela A2.2 - Valores de projecto, caudal de passagem total na experiência E e coeficientes de perda de carga obtidos para os permutadores E-3374/75.	46
Tabela A2.3 - Coeficientes de perda de carga localizada considerados no modelo.	46
Tabela A2.4 - Pontos para definição da curva da bomba nas condições de serviço, sem correcção.	48
Tabela A2.5 - Erro dos pontos obtidos para definir a curva característica nas condições de serviço.	48

Tabela A2.6 - Pontos para definição da curva da bomba nas condições de serviço.....	49
Tabela A3.1 - Cota, comprimento e diâmetro admitidos para as tubagens das NU.	50
Tabela A3.2 - Alterações na tubagem principal de forma a instalar as ramificações de acesso às NU.	50
Tabela A3.3 - Coeficientes de perda de carga utilizados na simulação das NU.	51
Tabela A3.4 - Potência no eixo nas condições da folha de especificação e nas condições de serviço.....	52
Tabela A3.5 - Desvios aos valores de potência de eixo fornecidos.	52
Tabela A3.6 - Potência necessária do motor eléctrico adicionando ao circuito a unidade de VB.	53
Tabela A3.7 - Potência necessária do motor eléctrico adicionando ao circuito as unidades de VB e COG.....	53
Tabela A4.1 - Condições de projecto da torre de arrefecimento.....	58
Tabela A4.2 - Resultados para a resolução do integral da equação de Merkel.	59
Tabela A4.3 - Dados para estimar o caudal de ar.	60
Tabela A4.4 - Resultados obtidos pelo algoritmo de cálculo para as diferentes experiências.	62

Índice de figuras

Figura1 - Esquema de um sistema de arrefecimento.	8
Figura 2 - Representação esquemática de uma torre de insuflação de ar com escoamento em contra-corrente.	9
Figura 3 - Esquema da linha II do circuito de água de arrefecimento da RPP.	11
Figura 4 - Modelo desenvolvido em EPANET da linha II da RPP.	19
Figura 5 - Modelo desenvolvido em EPANET para a implementação das novas unidades na linha II da RPP.....	27

Notação e glossário

Cp_a	Capacidade calorífica da água	kcal/kgmole água K ⁻¹
Cp_b	Capacidade calorífica do ar	kcal/kgmole ar seco K ⁻¹
BHP	Potência no eixo	kW
D	Diâmetro da tubagem	m
g	Aceleração da gravidade	m/s ²
G	Caudal mássico de ar	kg/h
h_a	Entalpia da mistura ar - vapor de água à temperatura de termómetro húmido	kcal/kg de ar seco
h_{a1}	Entalpia da mistura ar - vapor de água à temperatura de termómetro húmido na entrada da torre	kcal/kg de ar seco
h_{a2}	Entalpia da mistura ar - vapor de água à temperatura de termómetro húmido à saída da torre	kcal/kg de ar seco
h_w	Entalpia da mistura ar - vapor de água no seio da água	kcal/kg de ar seco
h_s	Entalpia de ar saturado	kcal/kgmole ar seco
k	Coeficiente de perda de carga	
L	Caudal mássico de água	kg/h
L_t	Comprimento da tubagem	m
m	Expoente relacionado com as condições de projecto da torre	
N	Velocidade de rotação	rpm
NTU	Número de Unidades de Transferência	
P	Pressão	bar g
P^s	Pressão de vapor da água	mm Hg
Q	Caudal de água	m ³ /h
R	Humidade relativa	%
Re	Número de Reynolds	
T	Temperatura no seio da água	°C
T_1	Temperatura de saída da água da torre	°C
T_2	Temperatura de entrada da água na torre	°C
T_h	Temperatura de termómetro húmido	°C
T_R	Temperatura de referência	°C
x_s	Fracção molar de ar na água	
y_s	Fracção molar de água no ar	
Y_s	Humidade de ar saturado	mole de H ₂ O/mole ar seco

Letras gregas

ε	Rugosidade absoluta	mm
ΔP	Queda de pressão na unidade/equipamento	m de coluna de água
ΔP_t	Queda de pressão na tubagem	m de coluna de água
v	Velocidade na tubagem	m/s
η	Eficiência	%
λ	Entalpia de vaporização da água	kcal/kgmole água

Lista de siglas

COG	Unidade de Cogeração
FAR	Fábrica de Aromáticos
FC	Fábrica de Combustíveis
FI	Medidor local de caudal
FT	Medidor de caudal cuja leitura se efectua na sala de controlo
LPG	Gás Propano Líquido
NU	Novas Unidades
PG	Medidor local de pressão
PI	Medidor local de pressão
PT	Medidor de pressão cuja leitura se efectua na sala de controlo
RPP	Refinaria do Porto da Petrogal
TID	Medidor local de temperatura
TG	Medidor local de temperatura
VB	Unidade de destilação sob vácuo e unidade de viscorredução

1 Introdução

1.1 Enquadramento e apresentação do projecto

Este trabalho surge na sequência do plano de investimentos da Galp Energia até 2010 englobando a optimização do sistema refinador, a melhoria de eficiência energética, a construção de duas centrais de cogeração e a construção de uma central de ciclo combinado em Sines (Galp Energia, 2007).

O Conselho de Administração da Galp Energia aprovou um projecto para dotar o sistema refinador de novas unidades de conversão. Estas unidades serão capazes de processar as fracções mais pesadas do crude de forma a produzir um volume adicional de 2,5 milhões toneladas de gasóleo por ano, a acrescentar à actual capacidade de produção de cerca de 5 milhões de toneladas. Com a optimização do seu sistema refinador, a Galp Energia tem como objectivo cobrir totalmente as necessidades de gasóleo no mercado nacional a partir de 2010.

A reconversão processual das refinarias vai permitir a optimização do tratamento de crudes mais pesados, os quais estão disponíveis a menor custo nos mercados internacionais de matérias-primas. Este projecto abrange as duas refinarias, Sines e Matosinhos (referida neste trabalho como Refinaria do Porto da Petrogal (RPP)).

O investimento na RPP consiste na construção de uma nova unidade de destilação sob vácuo, a qual retirará do resíduo da coluna de destilação atmosférica gasóleo leve e gasóleo pesado, sendo que este último alimentará a unidade de hidrocraqueamento instalada em Sines. Será também instalada uma unidade de viscorredução, destinada ao craqueamento térmico do resíduo de vácuo resultante.

Com vista à satisfação das necessidades actuais e futuras decorrentes da optimização do sistema refinador, designadamente em vapor e energia eléctrica, a Galp Energia vai instalar duas centrais de cogeração junto às Refinarias de Sines e do Porto, cada uma com a potência de 82 MW_e.

Assim, e no âmbito da instalação das novas unidades na RPP, foi pedido à empresa de engenharia FLUOR, que fizesse o estudo da viabilidade do fornecimento de água de arrefecimento às unidades de destilação sob vácuo e viscorredução, a partir da linha II do circuito de arrefecimento. Foi também pedido o estudo da capacidade da respectiva torre suportar o arrefecimento dos novos caudais de água previstos.

Este trabalho tem o mesmo objectivo do proposto à empresa de engenharia FLUOR, mas avaliará também o impacto que a nova unidade de cogeração poderá ter no caso de a RPP optar por abastecê-la a partir da linha II.

Assim, torna-se necessário modelizar a actual linha II do circuito de água de arrefecimento, de forma a prever o impacto quer na queda de pressão quer na redistribuição de caudais com a introdução das novas unidades. O modelo foi elaborado recorrendo à aplicação informática EPANET. De forma a avaliar o actual desempenho da torre de arrefecimento foi desenvolvido um algoritmo de cálculo em MS Excel.

As fases principais deste trabalho foram:

1. Desenvolvimento de competências em EPANET e pesquisa bibliográfica sobre o programa, nomeadamente das suas aplicações e potencialidades;
2. Estudo da linha II de água de arrefecimento da RPP;
3. Acompanhamento das experiências efectuadas à linha II, com o objectivo de recolher informação que permitisse construir o modelo hidráulico;
4. Levantamento de dados de forma a caracterizar o circuito de água de arrefecimento, nomeadamente, levantamento de cotas, comprimentos e diâmetros de tubagens. Estes dados foram posteriormente utilizados no modelo hidráulico desenvolvido;
5. Modelização em EPANET da linha II de água de arrefecimento;
6. Estudo do impacto da instalação das novas unidades;
7. Aquisição de conhecimentos em torres de arrefecimento, nomeadamente ao nível do cálculo do seu desempenho;
8. Desenvolvimento de um algoritmo de cálculo em MS Excel que permitisse aferir o actual desempenho da torre de arrefecimento.

1.2 Contributos do trabalho

Um aspecto inovador deste trabalho foi a aplicação do programa EPANET a circuitos de água de arrefecimento, uma vez que não foram encontrados quaisquer trabalhos em que esta aplicação fosse utilizada com esta finalidade.

Os principais benefícios deste trabalho para a RPP foram não só o facto de ter sido realizado um estudo acerca do impacto das novas unidades, que poderá ser comparado com o estudo realizado pela FLUOR, como também existir agora um modelo hidráulico da linha II do circuito de água de arrefecimento que poderá ser utilizado para outros estudos.

Outro contributo importante para a RPP é o facto de agora possuir um algoritmo de cálculo que permite estimar a temperatura de saída de água da torre de arrefecimento da linha II.

1.3 Organização da tese

A presente tese encontra-se dividida em 7 capítulos e 4 anexos.

No primeiro capítulo, Introdução, procede-se ao enquadramento e apresentação deste estudo, bem como os objectivos a atingir. Descreve-se de forma sucinta as diversas fases e os aspectos inovadores do trabalho.

No segundo capítulo, Estado da arte, procede-se a uma breve apresentação do EPANET e de algumas das suas potencialidades, fazendo-se alusão a estudos realizados com esta aplicação informática. Referem-se também as diversas fontes de informação acerca do cálculo do desempenho de torres de arrefecimento.

No terceiro capítulo faz-se uma breve apresentação dos sistemas de arrefecimento industriais, dando particular atenção à descrição de torres de arrefecimento de ar húmido.

No quarto capítulo, procede-se à descrição da linha II do circuito de água de arrefecimento com o objectivo de tornar mais perceptível todo o trabalho realizado.

No quinto capítulo encontram-se descritas as tarefas realizadas, as metodologias utilizadas, bem como os resultados apurados e respectiva discussão.

No sexto capítulo apresentam-se as principais conclusões deste trabalho, nomeadamente sugestões de revisão de equipamento e utilidade das ferramentas desenvolvidas.

No último capítulo, procede-se à avaliação do trabalho realizado, nomeadamente do grau de concretização dos objectivos. Apresentam-se as principais limitações durante a execução e sugerem-se melhorias do modelo, bem como possíveis aplicações das duas ferramentas desenvolvidas.

No primeiro anexo, apresentam-se os dados recolhidos em três experiências, bem como a informação obtida no levantamento do circuito.

No segundo anexo são apresentados os coeficientes de perda de carga bem como os valores para a definição da curva da bomba que foram necessários introduzir na aplicação EPANET.

No terceiro anexo são apresentados os dados considerados para as tubagens das novas unidades, os coeficientes de perda carga associados a cada uma, assim como os cálculos de potência do motor eléctrico para os novos caudais previstos.

No quarto e último anexo, encontra-se descrito o algoritmo de cálculo desenvolvido para a estimar a temperatura de saída de água da torre de arrefecimento.

2 Estado da arte

Os modelos de simulação de sistemas de transporte e distribuição de água constituem os instrumentos computacionais mais utilizados e consagrados no campo do planeamento, do projecto e do diagnóstico de funcionamento (Loureiro e Coelho, 2004). O desenvolvimento de um modelo de simulação fiável é, tanto para a componente hidráulica como para a de qualidade da água, uma opção de fundo na gestão moderna de um sistema de abastecimento de água.

Um dos simuladores existentes é o EPANET e foi desenvolvido pela *U.S. Environmental Protection Agency* (EPA), dos Estados Unidos da América. Trata-se de um simulador testado, de distribuição gratuita que permite executar simulações estáticas e dinâmicas do comportamento hidráulico e de qualidade da água em sistemas de pressão. Permite obter os valores de caudal em cada tubagem, a pressão em cada nó, a altura de água em cada reservatório de nível variável e a concentração de espécies químicas através da rede.

O EPANET é actualmente aplicado em diversos estudos, tais como calibração de modelos hidráulicos, de que é exemplo a sua aplicação no sistema de distribuição de água regional do Carvoeiro (Camacho *et al.*, 2003) ou na análise do decaimento de cloro (Vieira *et al.*, 2001; Tamminen *et al.*, 2008).

Esta aplicação pode também ser utilizada na avaliação e redução de consumos de água (Araújo *et al.*, 2006; Barroso, 2005).

Após pesquisa na bibliografia, não se encontraram referências sobre a aplicação EPANET ao estudo de circuitos de água de arrefecimento em instalações industriais. A RPP não tinha também conhecimento da existência desta aplicação informática.

Relativamente ao cálculo do desempenho de torres de arrefecimento, o Cooling Technology Institute (CTI), associação técnica sem fins lucrativos que se dedica à melhoria da tecnologia, projecto, desempenho e manutenção de sistemas de transferência de calor por evaporação, promovendo a instrução, pesquisa e troca de informação, publicou em 1967 o “Blue Book” intitulado “Curvas de desempenho de torres de arrefecimento”. Partindo dessas curvas fornecidas, dos dados de projecto da torre e das suas condições de funcionamento torna-se possível prever a temperatura de saída da água.

A teoria subjacente ao cálculo de desempenho de torres de arrefecimento encontra-se detalhada em diversos livros, nomeadamente, Kern (1950), Foust *et al.* (1980), Wallas (1990), Perry *et al.* (1998) e Rosaler (2002).

Encontra-se também disponível um manual, em formato digital e de distribuição gratuita, da empresa Daeil Aqua (2008), uma empresa de engenharia especializada em torres de arrefecimento. Este manual foi originalmente preparado para dar formação e nele se encontra não só explicitada a teoria subjacente às torres de arrefecimento, como também exemplos que podem ser experimentados em MS Excel.

A RPP possui o conhecimento prático do funcionamento da torre de arrefecimento, bem como as suas condições máximas de operação (dados de projecto). Não existia qualquer algoritmo de cálculo que permitisse aferir as temperaturas de saída da água nas condições de operação actuais.

3 Sistemas de arrefecimento industriais

Todos os processos industriais e de produção transformam diferentes formas de energia, (mecânica, química, eléctrica etc.) em calor e ruído. Dependendo do processo, este calor nem sempre pode ser totalmente recuperado ou reutilizado mas terá de ser removido por processos de arrefecimento (IPPC, 2001).

A quantidade de calor não recuperável pode ser denominada de calor residual e terá de ser transferida para o ambiente, uma vez que este funciona como um dissipador. Em diferentes processos, fontes de calor residual existem e em diferentes níveis: elevada (acima de 60°C), média (25 - 60°C) e baixa (10 - 25°C), sendo possível encontrar diferentes níveis numa mesma área de produção, dependendo do tipo de processos.

A quantidade de calor a dissipar é um factor importante aquando da selecção de um sistema de arrefecimento. Quanto mais baixo for o calor residual mais difícil se torna o arrefecimento através de sistemas de ar seco.

Em processos petroquímicos a quantidade de calor a dissipar para a atmosfera é baixa (10 - 25 °C), daí que se utilizem torres de arrefecimento de ar húmido.

3.1 Circuito aberto com recirculação do refrigerante

Os sistemas de arrefecimento normalmente utilizados por refinarias são os sistemas de uma passagem e os de circuito aberto com recirculação do refrigerante. No caso da RPP, o processo utilizado é o de circuito aberto com recirculação do refrigerante. O arrefecimento da água é assegurado por duas torres de arrefecimento de ar húmido.

Neste tipo de sistemas, a água é bombeada para os respectivos circuitos com o objectivo de efectuar o arrefecimento de diversos equipamentos (compressores, motores, bombas, etc.) e a troca de calor em permutadores processais. Após efectuar o arrefecimento, a água retorna à torre, onde irá arrefecer, sendo a maioria do calor descarregado para o meio ambiente.

A água quente entra pelo topo da torre, é pulverizada e, em geral, passa por uma série de chicanas (onde as gotas de água são fraccionadas em gotículas mais pequenas) com o objectivo de promover a evaporação. (Roris, 2008).

O ar atmosférico é introduzido na torre e à medida que os dois fluidos interagem, uma pequena fracção do caudal de água evapora e mistura-se com o ar, aumentando a humidade relativa deste, baixando a temperatura da água.

Para compensar a fracção de água que evapora para o ar atmosférico, é adicionada, ao reservatório de água fria, uma quantidade igual de água (água de compensação). Existem também outras causas para perdas de água, nomeadamente fugas de água, água que é arrastada pelo ar e purgas que são necessárias efectuar para baixar a concentração de sais, *blowdown*. A água de compensação, *make up* também tem como finalidade compensar estas perdas.

3.2 Classificação de torres de arrefecimento

As torres de arrefecimento podem ser classificadas de acordo com o seu princípio de funcionamento quanto ao seu fornecimento de ar e podem-se dividir em torres de aspiração de ar mecânica e circulação de ar natural. Nas primeiras, a convecção é forçada devido à presença de um ou mais ventiladores e na segunda o ar circula por convecção natural (Roris, 2008).

Actualmente as torres de aspiração mecânica são as mais comuns, uma vez que apresentam custos iniciais mais baixos, devido à sua menor envergadura e não estão dependentes da velocidade do vento. A principal desvantagem é o custo associado ao funcionamento dos ventiladores.

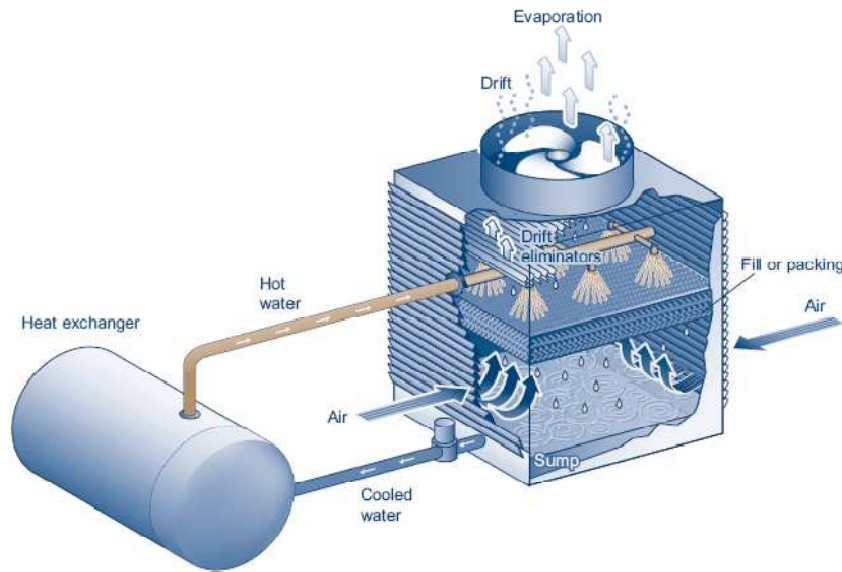
As torres de arrefecimento podem também ser classificadas atendendo à circulação relativa de água e ar. Neste caso, as torres classificam-se de fluxo em contra-corrente e de fluxo cruzado.

O funcionamento em contra-corrente é mais eficaz que o fluxo cruzado porque o movimento vertical do ar através do enchimento permite que a água mais fria esteja em contacto com o ar mais seco, maximizando o desempenho da torre. Como principal desvantagem, regista-se a superior resistência a vencer pelo ar durante o seu movimento ascendente, contra o movimento descendente da água, que resulta numa perda de pressão estática superior e na necessidade de uma maior potência do ventilador.

As torres de aspiração mecânica também se podem distinguir pela localização do ventilador, pois caso este esteja colocado na base o ar é insuflado (insuflação forçada de ar), caso esteja no topo o ar é extraído (extracção forçada de ar).

As torres com extracção forçada de ar são as torres mecânicas mais eficazes, daí actualmente optar-se pela colocação de ventiladores no topo em detrimento da base.

Na Figura 1 encontra-se esquematizado o funcionamento de um sistema de arrefecimento com uma torre de aspiração mecânica, de extracção forçada de ar com fluxo em contra-corrente. Este tipo de mecanismo é o adoptado pela RPP.



Fonte: Guidelines for Managing Water in Cooling Systems, 2008

Figura1 - Esquema de um sistema de arrefecimento.

3.3 Equipamentos constituintes das torres de arrefecimento

3.3.1 Enchimento (Fill)

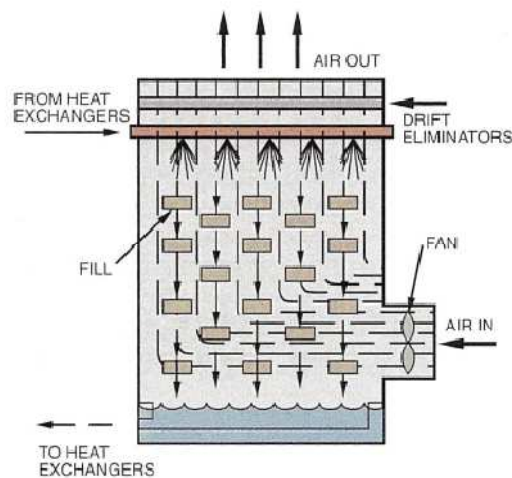
O enchimento é um dos componentes mais importantes das torres de arrefecimento e tem como objectivo aumentar a área de superfície de contacto do ar e o tempo de contacto do ar com a água, assegurando também uma distribuição uniforme nos caudais de água e de ar. Existem diversas configurações para o enchimento e podem ser construídos de diversos materiais, consoante a aplicação desejada (IPPC, 2001).

3.3.2 Eliminador de arrasto de gotas (drift)

De forma a salvaguardar que se perca a mínima quantidade de gotas de água devido ao movimento ascendente do ar, instala-se acima dos canais distribuidores de água módulos de enchimento especiais. Estes módulos podem ser construídos de diversos materiais, tais como plástico e fibrocimento, tendo formas que originem quedas de pressão mínimas.

3.3.3 Ventiladores

Os ventiladores são utilizados nas torres de arrefecimento mecânicas com o objectivo de promover a circulação de ar, permitindo que estas se tornem bem mais pequenas que as de tiragem natural. Existe um vasto tipo de ventiladores e dependendo das necessidades, os ventiladores poderão ser de diversos diâmetros e ser constituídos por lâminas de diferentes tamanhos. Também a sua posição poderá variar, radial ou axial. Adicionalmente, poderão estar acoplados a rotores que possuam uma ou múltiplas velocidades de rotação. A escolha do tipo de ventilador bem como de rotor influencia tanto o consumo energético como o nível de ruído emitido pela torre.



Fonte: IPPC, 2001

Figura 2 - Representação esquemática de uma torre de insuflação de ar com escoamento em contra-corrente.

4 Apresentação da linha II do circuito de arrefecimento da refinaria

4.1 Caracterização geral

O circuito de arrefecimento da RPP é constituído por duas linhas, linhas I e II. A linha estudada no âmbito deste trabalho foi a linha II (Figura 3).

A linha II do circuito de arrefecimento fornece uma parte da Fábrica de Combustíveis (FC) e a Fábrica de Aromáticos (FAR). É constituída por condutas de aço carbono que permite operar com pressões até 7,04 kg/cm² g e 40 °C de temperatura.

O circuito pode ser dividido em duas partes, consoante a fábrica que é abastecida. Numa primeira parte, a água segue numa conduta de 36 polegadas, maioritariamente colocada no subsolo, que abastece as seguintes unidades e permutadores isolados:

- U-3000 - Unidade de Destilação atmosférica;
- U-3300 - Unidade de Platforming II;
- U-3370 (E-3374/75) - Permutadores de arrefecimento de leves e de benzeno provenientes do Platforming II;
- U-3400 - Unidade de Merox de LPG e Gasolina Leve;
- U-3600 - Unidade de Recuperação de Gases;
- E-3024A e B - Permutadores de arrefecimento de gasóleo e resíduo para armazenamento;
- E-3069 - Permutador de arrefecimento de LPG.

No final da tubagem de 36 polegadas existe uma ramificação de 20 polegadas que transporta a água até à FAR através do circuito de tubagens da refinaria (*pipeway*). Na FAR existem duas ramificações com 10 e 16 polegadas que abastecem as seguintes unidades:

- U-0100 - Pré-Destilação Atmosférica;
- U-0200 - Arosolvan;
- U-0300 - Parex;
- U-0400 - Isomar;
- U-0500 - Solventes;
- U-0600 - Produção de Azoto;
- P-301 A/S e P-302 - Bombas de funcionamento da U-0300.

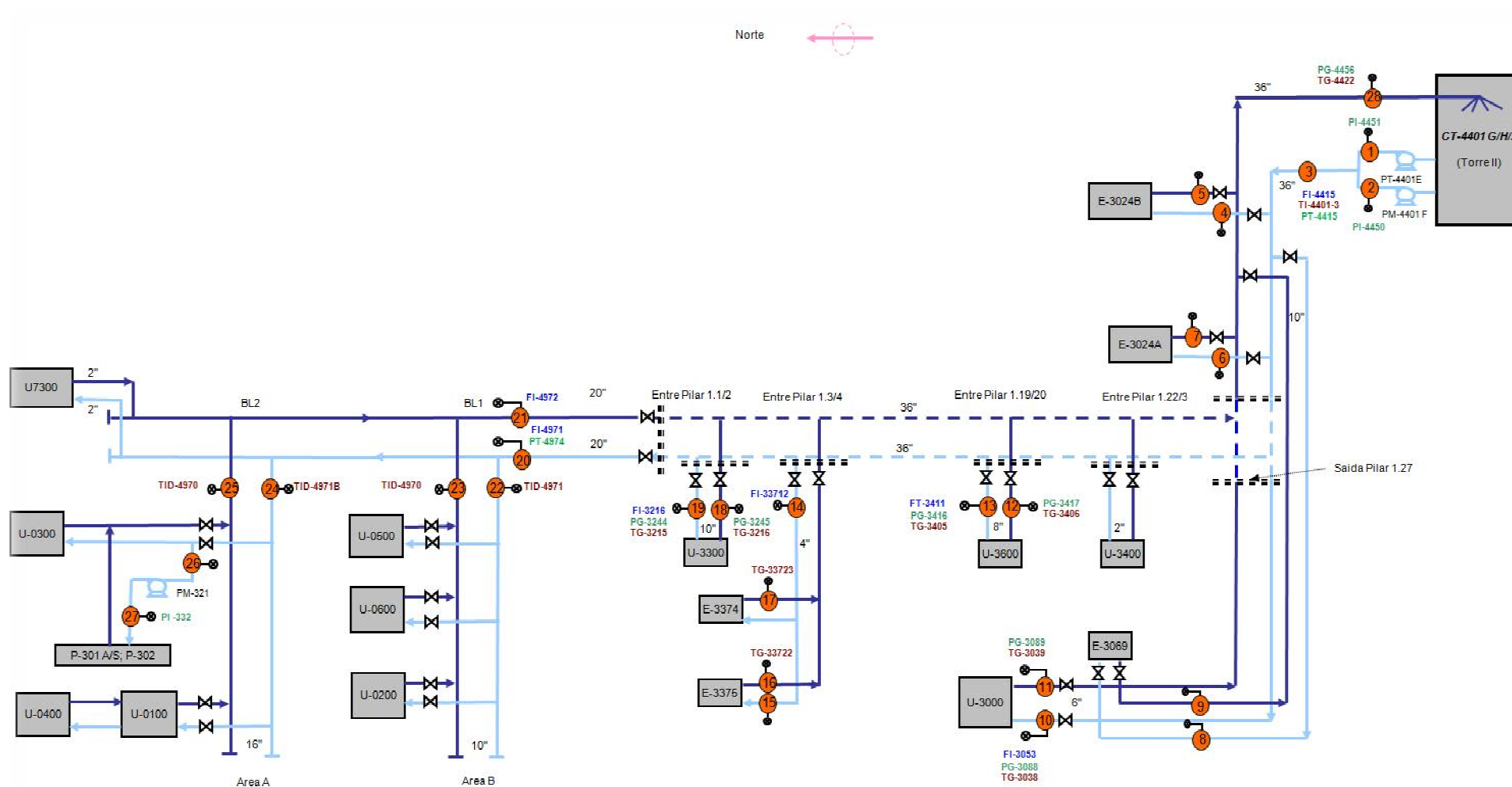


Figura 3 - Esquema da linha II do circuito de água de arrefecimento da RPP.

Adicionalmente, existe uma ramificação de 2 polegadas que transporta água de arrefecimento até à Unidade de Tratamento de Efluentes Gasosos, U-7300.

O trajecto de retorno da água é efectuado por condutas paralelas de forma semelhante ao trajecto de abastecimento.

4.2 Torre de arrefecimento

O arrefecimento da água realiza-se numa torre de arrefecimento de aspiração mecânica, de extracção forçada de ar com fluxo em contra-corrente.

Esta torre, CT-4401, é constituída por 3 células (G, H e J) tendo cada uma a capacidade de arrefecimento de 1470 m³/h (condições de projecto). A temperatura máxima de saída da água é 29 °C. As perdas por evaporação correspondem a cerca de 3 % do caudal de retorno à torre.

4.3 Bombas

A água pode ser bombeada através de duas bombas, PM-4401E e PT-4401F, de igual capacidade, sendo a primeira accionada por motor eléctrico e a segunda por turbina. Em condições de funcionamento normal, a bomba em serviço é a P-4401E, devido ao menor custo de funcionamento. As bombas encontram-se à saída das bacias da torre de arrefecimento.

Cada bomba está equipada com um rotor de diâmetro 690 mm, conferindo uma capacidade máxima de 4300 m³/h.

Existe também uma outra bomba, PM-321 que se encontra instalada na FAR, na U-0300, com uma capacidade de bombeio de 20 m³/h. Esta bomba foi instalada neste local de forma a evitar as baixas pressões dessa zona.

5 Descrição técnica e discussão dos resultados

5.1 Tarefa 1 - Experiências realizadas na linha II

5.1.1 Objectivo

O principal objectivo das experiências realizadas na linha II foi o de obter informação dos principais valores de operação da actual torre de arrefecimento que alimenta a linha, bem como do correspondente circuito de distribuição de água.

Esta informação servirá de base de avaliação da capacidade da linha II em funcionar como meio de arrefecimento de novas unidades que estão projectadas para a refinaria. As novas unidades são a destilação sob vácuo, viscorredução e a cogeração.

Assim, a informação recolhida nas experiências permitirá desenvolver e validar um modelo hidráulico, que será usado para prever o comportamento da linha II com as novas unidades, bem como o desempenho da torre de arrefecimento.

5.1.2 Procedimento

Na realização das experiências foram consideradas as secções mais importantes do circuito de arrefecimento. Os pontos seleccionados encontram-se representados na Figura 3. As U-3400 e U-7300 não foram alvo de qualquer medição devido ao facto das condutas de acesso se encontrarem obstruídas. O permutador E-3024B encontra-se actualmente fora de serviço.

As medições de temperatura, caudal e pressão, foram recolhidas com base nos medidores existentes ao longo do circuito. Estes aparelhos possuem a designação FI e FT para caudais, PI/PG e PT para pressões e TID/TG para temperaturas. As designações I ou G são usadas pelas fábricas para os medidores locais, respectivamente I na FAR e Utilidades (à qual pertence a CT-4401 e as respectivas bombas) e G na FC. A designação T aplica-se a medidores cuja leitura se faz na sala de controlo.

É de salientar que nem em todos os locais existem os três diferentes medidores. Daí que em alguns pontos foram colocados medidores locais de pressão, nomeadamente à entrada e saída dos permutadores E-3024A e E-3069, à saída da FAR, bem como à entrada da bomba PM-321. Todos os pontos referidos encontram-se assinalados na Figura 3.

De modo a obter informações fiáveis acerca do comportamento do circuito, foram desenvolvidas várias experiências na instalação industrial. Os requisitos usados nas experiências estão descritos a seguir e seguiram as directrizes propostas pela FLUOR (empresa de engenharia à qual também foi pedido este estudo) para a realização das experiências:

- Uso das bombas, P-4401 E/F e células CT-4401 (G, H e J) de acordo com o plano experimental (Tabela 1);
- Necessidade de condições meteorológicas estáveis;
- Distribuição da água uniforme nas células da torre, de forma a evitar pontos secos;
- Nível de água no tanque e *make-up* constante, para não perturbar termicamente o sistema;
- Evitar quaisquer *bypass* de água ou fugas relevantes que possam comprometer os resultados.

Assim e com base nas recomendações enumeradas, foram realizadas quatro experiências, das quais serão apresentadas três. A experiência A, experiência B e experiência C.

Tabela 1 - Experiências realizadas na linha II.

Experiências	Data	Hora	Bombas em Operação	Células em Operação
A	02-04-2008	12/15 horas	P-4401E	CT-4401 G/J
B	04-04-2008	12 horas	P-4401 E/F	CT-4401 G/J
C	04-04-2008	15 horas	P-4401 E/F	CT-4401 G/H/J

De forma a determinar os erros associados às leituras de pressão, foi utilizado um medidor padrão, que foi colocado em diversos pontos. No entanto, foi impossível proceder desta forma para todos os locais, uma vez que alguns medidores se encontravam em más condições, tornando a introdução do medidor padrão impossível de se realizar.

Devido à inexistência de um medidor de caudal no permutador E-3069, recorreu-se a um medidor portátil (modelo System 1010 Uniflow, Universal Multifunction Flowmeter) para aferir o seu valor durante a experiência C, cujas condições são muito semelhantes às da experiência B. Visto que este permutador se encontrava fora de serviço durante a experiência A e uma vez que este tem um impacto significativo na linha, realizou-se uma experiência extra (E) em condições de funcionamento semelhantes à experiência A. Esta experiência realizou-se no dia 04-04-2008 entre as 9:00 e as 11:00 horas.

Após o término das experiências, observaram-se erros nos valores dos caudais e no balanço de material à água. Como consequência, tornou-se necessário proceder a novas leituras desses valores. Na realização desta tarefa utilizou-se o mesmo medidor de caudal que já havia sido utilizado para aferir o caudal do E-3069. Estas medições foram realizadas nos dias 14-04-2008 e 15-04-2008.

As condições ambientais, tais como velocidade e direcção do vento, temperatura ambiente e humidade relativa, foram recolhidas na estação meteorológica da refinaria. Esta informação apresenta-se no Anexo 1.

Por fim, procedeu-se à recolha de informação sobre as cotas de cada um dos pontos nos quais a pressão foi medida, bem como à recolha de informação relativa a diâmetros e comprimentos das tubagens. Estes dados são necessários para a definição do modelo hidráulico do circuito. Esta informação foi obtida a partir dos desenhos de construção e isométricas da refinaria (Anexo 1).

5.1.3 Resultados e discussão

Na Tabela 2 encontram-se os valores medidos para a experiência E, bem como as medições adicionais de caudal efectuadas com o medidor portátil. Os valores recolhidos nas restantes experiências encontram-se no Anexo 1 (Tabelas A1.1 a A1.3).

O medidor padrão utilizado durante as experiências revelou um acréscimo de 0,22 e 0,1 bar nos pontos 1 e 13, respectivamente e uma diferença de 0,15 bar no ponto 20 (Figura 3). Os pontos onde foi possível aferir a pressão foram os pontos 6, 7, 11, 12 e 18, sendo que não se verificou qualquer diferença para o medidor local. Nos restantes pontos não foi possível aferir estas diferenças devido às más condições em que alguns medidores se encontravam.

Analizando os valores medidos nas experiências A e C em comparação com os valores medidos na experiência E, verifica-se a existência de erros de leitura de caudal, nomeadamente nos pontos 14 e 19. Fazendo o somatório das leituras obtidas para a experiência E obtém-se um caudal total de 3077 m³/h. Verifica-se que o balanço de material apresenta um erro relativo de 4 % $((1 - 2944/3077) \times 100)$. Convém salientar que apenas para a experiência E existe informação dos valores dos caudais em todas as ramificações.

Verifica-se também pela análise das experiências A e E, o impacto que o permutador E-3069 tem no sistema, visto que o seu funcionamento originou uma queda de pressão no circuito devido ao seu consumo de água significativo, 310 m³/h. O único ponto em que isto não foi verificado foi o ponto de entrada na FAR. Este facto é explicável porque este foi o último ponto a ser recolhido e terá sido obtido numa altura em que ambas as bombas estariam já em funcionamento, daí o acréscimo de pressão. Este facto explica também a proximidade de caudais verificada na FAR para as experiências E, B e C.

Durante as experiências B e C, em que ambas as bombas estiveram em funcionamento, verificou-se um aumento da pressão de saída no circuito para 6,6 bar g. É importante referir que esta não é a pressão máxima que se pode obter com as duas bombas em funcionamento,

mas que está próxima do valor de pressão máximo da linha (≈ 7 bar g), valor que não pode ser excedido.

Comparando as pressões e caudais de descarga das bombas, e em particular da PM-4401E, verificou-se que estes não estão concordantes com os previstos pela curva característica (Anexo 2, Secção 2.2). Os valores experimentais de pressão e caudal encontram-se abaixo dos previstos, devendo-se muito provavelmente esta situação ao desgaste do rotor.

Por fim, apresenta-se no Anexo 1, Tabelas A1.6 e A1.7, os valores para o diâmetro, comprimento e cotas das diversas tubagens. Estes valores, tal como já foi referido, foram obtidos com base nos diagramas e isométricas da refinaria. Uma vez que não foi possível proceder à caracterização completa dos comprimentos de todas as tubagens, devido a falta de informação, recorreram-se a algumas estimativas. São os casos das tubagens de acesso à U-3000 e U-3300 (Anexo 1, Tabela A1.6).

Na determinação dos valores das cotas foi estabelecido como referência a cota do PI-4451, ponto de descarga da bomba PM-4401E.

Na Tabela 2 apresentam-se os valores medidos na experiência E, bem como as medições adicionais de caudal.

Tabela 2 - Valores medidos na experiência E e medições adicionais de caudal.

Pontos	Leituras	Instrumento	9/11 horas	Comentários
1	Pressão de descarga PM-4401E (bar g)	PI-4451	4,9	
2	Pressão de descarga PT-4401F (bar g)	PI-4450	----	Fora de serviço
3	Temperatura de saída da torre (°C)	TI-4401-3	21,98	
	Caudal de saída da torre (m ³ /h)	FI-4415	2944	
4	Pressão de entrada E-3024B (bar g)	PG	----	Fora de serviço
5	Pressão de saída E-3024B (bar g)	PG	----	Fora de serviço
6	Pressão de entrada E-3024A (bar g)	PG	4,5	
	Caudal de entrada E-3024A (m ³ /h)	Portátil	351	
7	Pressão de saída E-3024 A (bar g)	PG	2,0	
8	Pressão de entrada E-3069 (bar g)	PG	4,2	
	Caudal de entrada E-3069 (m ³ /h)	Portátil	310	
9	Pressão de saída E-3069 (bar g)	PG	0,7	
10	Pressão de entrada U-3000 (bar g)	PG-3088	3,4	
	Temperatura de entrada U-3000 (°C)	TG-3038	18	
	Caudal de entrada U-3000 (m ³ /h)	Portátil	107	
11	Pressão de saída U-3000 (bar g)	PG-3089	1,62	
	Temperatura de saída U-3000 (°C)	TG-3039	31	
12	Pressão de saída U-3600 (bar g)	PG-3417	1,35	
	Temperatura de saída U-3600 (°C)	TG-3406	41,5	
13	Pressão de entrada U-3600 (bar g)	PG-3416	5,2	
	Temperatura de entrada U-3600 (°C)	TG-3405	20	
	Caudal de entrada U-3600 (m ³ /h)	FT-3411	129	
14	Caudal de entrada U-3370 (m ³ /h)	Portátil	39	
15	Pressão de entrada E-3375 (bar g)	PG	----	PG não existente
16	Temperatura de saída E-3375 (°C)	TG-33722	22	TG não calibrado
17	Temperatura de saída E-3374 (°C)	TG-33723	30	TG não calibrado
18	Pressão de saída U-3300 (bar g)	PG-3245	0,8	
	Temperatura de saída U-3300 (°C)	TG-3216	25	
19	Pressão de entrada U-3300 (bar g)	PG-3244	3,5	
	Temperatura de entrada U-3300 (°C)	TG-3215	21	
	Caudal de entrada U-3000 (m ³ /h)	Portátil	1200	
20	Pressão de entrada FAR (bar g)	PT-4974	4,75	Valores elevados
	Caudal de entrada FAR (m ³ /h)	FI-4971	941	Influenciados pelo
21	Pressão de saída FAR (bar g)	PI	1,7	arranque da bomba
	Caudal de saída FAR (m ³ /h)	FI-4972	934	PT-4401 F
22	Temperatura de entrada FAR (Área A) (°C)	TID-4971 A	21	
23	Temperatura de saída FAR (Área A) (°C)	TID-4970 A	28	
24	Temperatura de entrada FAR (Área B) (°C)	TID-4971 B	22	
25	Temperatura saída FAR (Área B) (°C)	TID-4970 B	28	
26	Pressão sucção PM-321 (bar g)	PI	2,4	Valor não estabilizado
27	Pressão descarga PM-321 (bar g)	PI-332	5,3	
28	Pressão à entrada da torre (bar g)	PG-4456	0,8	
	Temperatura à entrada da torre (°C)	TG-4422	29	

5.2 Tarefa 2 - Calibração de um modelo hidráulico pelo simulador EPANET

5.2.1 Calibração do modelo

O modelo hidráulico foi desenvolvido em EPANET 2.0 e baseou-se nos seguintes pressupostos:

- Ter como objectivo simular o circuito de água desde a saída da torre até à entrada nas unidades, bem como o seu retorno à torre. O comportamento da água dentro das unidades não foi estudado. Apenas os caudais de entrada/saída das unidades ou permutadores isolados foram considerados;
- Não foram consideradas quaisquer perdas de água. Assim, os caudais de entrada e saída das unidades e permutadores são constantes. Apenas à entrada da FAR existiram medições de caudal à entrada e saída. Verificou-se que para as diversas experiências os caudais eram aproximadamente constantes, apresentando um erro relativo inferior a 1%;
- Para a calibração do modelo utilizou-se os resultados da experiência E como base, visto ser a experiência que melhor caracteriza o funcionamento actual do circuito, nomeadamente pelo facto de ter a bomba PM-4401E em funcionamento, o permutador E-3069 em serviço e ser a única experiência onde foi possível obter todos os valores de caudal. As únicas excepções foram os pontos de acesso à FAR, uma vez que as medições não foram consideradas válidas. Nesta secção utilizou-se a experiência C para proceder à calibração;
- A FAR foi considerada como uma unidade. Esta consideração explica-se devido à ausência de valores tanto de caudal como de pressão à entrada das unidades que compõe a fábrica, tal como se pode constatar na Tabela 2;
- A temperatura da água será sempre constante, neste caso 25°C, temperatura média do circuito. A única unidade que está desfasada deste valor médio é a saída da U-3600, com uma temperatura de 41,5°C.

Assim, e com base nestes pressupostos, apresenta-se na Figura 4 o modelo criado em EPANET, no qual o caudal é lido nas tubagens em m³/h e a pressão lida nos nós em metros de coluna de água.

Na calibração do modelo em EPANET tornou-se necessário introduzir a seguinte informação:

- **Nós:** Cotas (m);
- **Tubagem:** Nó inicial, nó final, comprimento (m), diâmetro (mm), rugosidade (mm) e coeficiente de perda de carga localizada;
- **Torre:** Altura de água (m);
- **Bombas:** Nó inicial, nó final e curva característica;
- **Unidades/Permutadores:** Coeficiente de perda de carga.

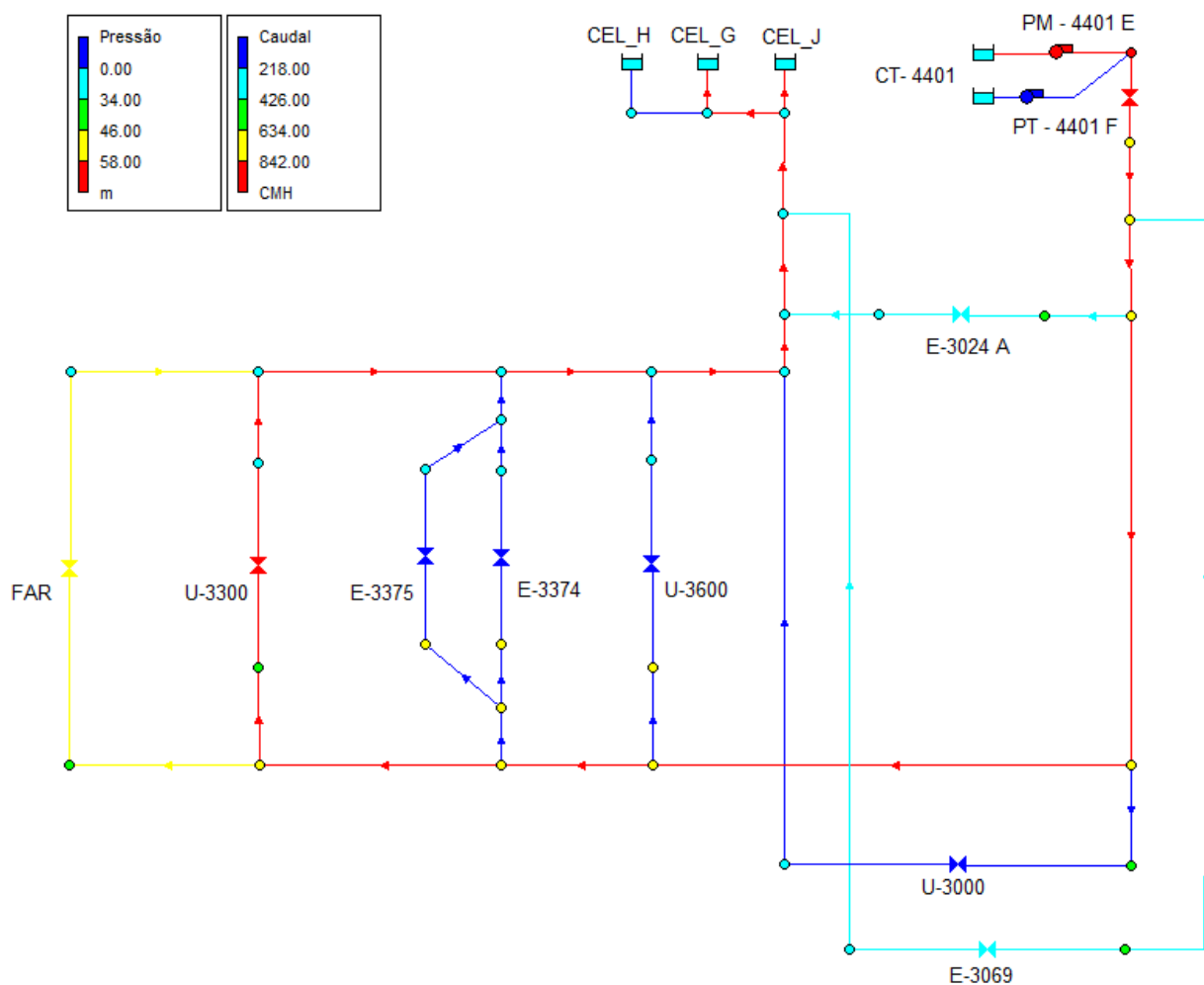


Figura 4 - Modelo desenvolvido em EPANET da linha II da RPP.

As cotas consideradas para os nós encontram-se no Anexo 1 (Tabela A1.6) e foram retiradas tendo como referência o PI-4451 (saída da bomba).

Os dados da tubagem, nomeadamente nós iniciais e finais, comprimentos e diâmetros encontram-se no Anexo 1 (Tabelas A1.6 e A1.7) e foram obtidos, como já foi referido, no levantamento de dados durante as experiências no circuito.

A perda de carga hidráulica na tubagem, em consequência do trabalho realizado pelas forças resistentes, foi determinada pelo próprio simulador. Das diferentes fórmulas que o EPANET dispõe para este cálculo, optou-se pela fórmula Darcy-Weisbach devido a ser actualmente a fórmula mais correcta, aplicável a todos os regimes de escoamento e a todos os líquidos (Loureiro e Coelho, 2004).

$$\Delta P_t = 0,083 f(\varepsilon, D, Q) D^{-5} L_t Q^B \quad (1)$$

Onde:

ΔP_t – Queda de pressão na tubagem, m de coluna de água

f – Factor de Darcy-Weisbach, dependente de (ε, D, Q)

ε – Rugosidade absoluta, mm

D – Diâmetro da tubagem, m

Q – Caudal, m³/s

L_t – Comprimento da tubagem, m

B – Expoente, 2, em unidades SI

O EPANET utiliza diferentes métodos para calcular o factor de resistência conforme o regime de escoamento. Neste caso, verificou-se regime turbulento ao longo de todo o circuito, número de Reynolds (Re) > 4000, sendo que nestas situações o EPANET recorre à formula de Swammee e Jain, como aproximação da fórmula de Colebrook-White (Loureiro e Coelho, 2004):

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2)$$

A rugosidade considerada foi de 7 mm para todas as tubagens, que é o valor normal em condutas de aço com longa utilização (Lencastre, 1996).

Muito embora não tivessem sido contabilizadas perdas de carga localizada na tubagem, nomeadamente em válvulas, cotovelos e estreitamentos, estas perdas de carga foram consideradas do ponto de vista da calibração do modelo. Assim, nas tubagens de acesso e retorno das unidades/equipamentos foram atribuídos coeficientes de perda de carga determinados pelo método de tentativa e erro. Este procedimento permitiu aproximar o

modelo aos valores observados nas experiências. Estes coeficientes encontram-se no Anexo 2 (Tabela A2.3).

A torre de arrefecimento encontra-se representada pelos cinco reservatórios de nível fixo existentes na Figura 4. Estes reservatórios são nós especiais que representam um volume de armazenamento de água de capacidade ilimitada e carga hidráulica constante. A bacia de descarga da torre encontra-se simulada pelos dois reservatórios a montante de cada uma das bombas e os restantes simulam as três células.

A principal propriedade a inserir neste tipo de reservatórios é o nível de água. Para os reservatórios de saída, o nível considerado foi 0 m, de forma que toda a energia recebida pela água seja proveniente das bombas. Para os reservatórios de entrada, o nível considerado foi 8 m e representa a altura a que a água é descarregada em cada uma das células.

Relativamente às bombas, os nós iniciais são os reservatórios fixos e os finais são os medidores PI-4451 para a PM-4401E e PI-4450 para a PT-4401F, que correspondem a um único ponto no modelo desenvolvido em EPANET. Quando ambas as bombas estão em funcionamento este ponto corresponde ao PT-4415.

A curva característica utilizada para as bombas foi obtida a partir da curva existente na folha de especificação. Não foi possível a utilização directa dos pontos, uma vez que estes representam o funcionamento das bombas com um rotor de diâmetro 724 mm e velocidade de rotação de 975 rpm. Os dados de serviço das bombas correspondem a um rotor de diâmetro 690 mm e velocidade de rotação 994 rpm. Assim, a curva de funcionamento das bombas foi reajustada (cálculos apresentados no Anexo 2, Secção 2.2).

Imediatamente a seguir às bombas, encontra-se uma válvula (válvula borboleta), que tem o objectivo de ajustar a pressão de saída das bombas. Esta válvula não é um elemento físico da rede, mas foi necessária a sua colocação uma vez que, tal como já foi referido na Secção 5.1.3, se verificou que a pressão e caudal fornecidos ao circuito não correspondiam ao valor previsto pela curva da bomba. Tal facto poderá ser explicado pelo natural desgaste, nomeadamente do rotor da PM-4401E.

Os valores considerados para o coeficiente de perda de carga desta válvula foram 130 para uma bomba e 15 para as duas em paralelo. Foram obtidos pelo método de tentativa e erro, de forma que a pressão de saída fosse aproximadamente igual aos valores medidos nas experiências.

As unidades e os permutadores de calor foram simulados também através de válvulas borboleta. Partindo da equação (Lencastre, 1996):

$$\Delta P = k \times \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

Onde, ΔP representa a queda de pressão na unidade (m de coluna de água), v a velocidade na tubagem (m/s) e g a aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$), obtendo-se o coeficiente de perda de carga, k . Todos os coeficientes foram obtidos com base na experiência E, sendo as únicas excepções a FAR, para o qual se utilizou a experiência C e os permutadores E-3374 e E-3375 (U-3370). Estes valores encontram-se no Anexo 2 (Tabelas A2.1 e A2.2).

A calibração dos permutadores E-3374 e E-3375 foi efectuada tendo em consideração o valor de caudal de passagem verificado na experiência E, devido à ausência de valores de queda de pressão. Consultando a folha de especificação dos permutadores, verificou-se que o caudal lido na experiência E era correspondente ao esperado, daí que se tenha procedido à calibração tendo em conta a distribuição de caudais especificada. Com base nestas informações, os coeficientes de perda de carga na válvula e de perda de carga localizada foram obtidos através do método de tentativa e erro.

5.2.2 Resultados e discussão

As Tabelas 3, 4 e 5 apresentam respectivamente os resultados da simulação para as condições das experiências A, C e E. Visto que as experiências B e C apresentam valores semelhantes (diferença de apenas mais uma célula em funcionamento), e a experiência C possui um maior número de medições de caudal e conhecimento da pressão de entrada e saída no E-3069, os resultados para a experiência B não são aqui apresentados.

Pela Tabela 3, experiência E, constata-se que os valores de pressão e caudal obtidos estão muito próximos dos verificados. Apenas na FAR os valores são 0,5 bar e $107 \text{ m}^3/\text{h}$ inferiores, o que seria previsível, uma vez que os valores da experiência E terão sido já retirados com duas bombas em funcionamento.

Pela análise das Tabelas 4 e 5, onde o modelo foi testado para as condições de funcionamento das experiências A e C, observa-se que os valores de pressão se encontram muito próximos das condições experimentais, sendo a maior diferença de 0,3 bar à entrada na U-3000 para a experiência C. Os valores de entrada na FAR registados pelo modelo nas condições da experiência A encontram-se muito próximo do esperado, o que demonstra que a calibração elaborada com base na experiência C foi correcta.

Os valores de caudal para ambas as experiências encontram-se próximos dos valores experimentais, muito embora não existam a totalidade dos valores para proceder a uma avaliação mais detalhada. Com a experiência A verifica-se que o caudal total de saída do modelo é superior $166 \text{ m}^3/\text{h}$ e na experiência C é $157 \text{ m}^3/\text{h}$ inferior, o que corresponde a erros relativos de 6 e 4 %, respectivamente. Estas diferenças são aceitáveis, uma vez que a actual curva característica da bomba não é conhecida.

Com base nesta análise poder-se-á concluir que o modelo desenvolvido poderá dar indicações válidas do comportamento da linha II com as novas unidades.

Tabela 3 - Comparação dos resultados do modelo com os obtidos na experiência E.

Unidade/Equipamento	Q (m ³ /h)			P _{entrada} (bar g)			P _{saída} (bar g)		
	Experiência	Modelo	Diferença	Experiência	Modelo	Diferença	Experiência	Modelo	Diferença
PM-4401E	3077	2956	121	---	---	---	5,1	5,1	0,0
E-3024A	351	333	18	4,5	4,4	0,1	2,0	2,1	-0,1
U-3000	107	111	-4	3,4	3,5	-0,1	1,6	1,6	0,0
E-3069	310	308	2	4,2	4,1	0,1	0,7	0,7	---
U-3600	129	126	3	5,2	5,2	0,0	1,4	1,3	0,1
U-3370	39	38	1	---	5,0	---	---	1,0	---
U-3300	1200	1206	-6	3,5	3,5	0,0	0,8	0,8	0,0
FAR	941	834	107	4,6	4,1	0,5	1,7	1,4	0,3

Tabela 4 - Comparação dos resultados do modelo com os obtidos na experiência A.

Unidade/Equipamento	Q (m ³ /h)			P _{entrada} (bar g)			P _{saída} (bar g)		
	Experiência	Modelo	Diferença	Experiência	Modelo	Diferença	Experiência	Modelo	Diferença
PM-4401E	2576	2743	-167	---	---	---	5,3	5,4	-0,1
E-3024A	---	345	---	4,7	4,7	0,0	2,1	2,2	-0,1
U-3000	---	114	---	3,7	3,7	0,0	1,6	1,7	-0,1
E-3069	*	0	---	*	0,2	---	*	0,2	---
U-3600	---	131	---	5,5	5,5	0,0	1,4	1,4	0,0
U-3370	---	40	---	---	5,3	---	---	1,0	---
U-3300	---	1249	---	3,7	3,7	0,0	0,9	0,8	0,1
FAR	831	864	-33	4,2	4,3	-0,1	1,4	1,5	-0,1

*Permutador E-3069 fora de serviço

Tabela 5 - Comparação dos resultados do modelo com os obtidos na experiência C.

Unidade/Equipamento	Q (m ³ /h)			P _{entrada} (bar g)			P _{saída} (bar g)		
	Experiência	Modelo	Diferença	Experiência	Modelo	Diferença	Experiência	Modelo	Diferença
PM-4401E / PT-4401F	3588	3431	157	---	---	---	6,6	6,6	0,0
E-3024A	---	387	---	5,9	5,7	0,2	2,5	2,6	-0,1
U-3000	139	128	11	4,8	4,5	0,3	2,0	2,0	0,0
E-3069	382	357	25	5,5	5,5	0,0	0,9	0,9	0,0
U-3600	134	147	-13	6,8	6,6	0,2	1,5	1,5	0,0
U-3370	---	45	---	---	6,4	---	---	1,1	---
U-3300	---	1399	---	4,6	4,5	0,1	1,0	0,9	0,1
FAR	946	968	-22	5,2	5,3	-0,1	1,7	1,7	0,0

5.3 Tarefa 3 - Estudo do impacto das novas unidades, recorrendo ao modelo desenvolvido

5.3.1 Calibração do modelo

Após a validação do modelo, introduziu-se no mesmo as novas unidades (NU). Foram realizadas, separadamente, simulações incluindo a destilação sob vácuo e viscorredução, bem como simulações incluindo estas duas unidades e a cogeração. O objectivo foi testar o comportamento do circuito em ambas as situações. Para tal, fizeram-se as seguintes considerações:

- Tal como nas restantes unidades, apenas se considerou os caudais de entrada e saída, sendo que as unidades de destilação sob vácuo e viscorredução foram consideradas como uma unidade apenas (VB), uma vez que os dados disponíveis para consumo de água englobavam ambas as unidades. A unidade de cogeração (COG) foi tratada individualmente;
- Foram considerados os consumos máximos de água previstos para as NU, 581 m³/h para VB e 300 m³/h para a COG;
- Os comprimentos de tubagem bem como o local das ramificações de entrada e saída foram estimados tendo em conta o local previsto para a instalação das NU;
- Os diâmetros das condutas das NU foram estimados com base no actual circuito. Assim, arbitrou-se uma tubagem de 20 polegadas para a ramificação e tubagens de acesso às unidades de 12 e 10 polegadas para o VB e COG, respectivamente. No caso de apenas ser incluída a unidade de VB, considerou-se uma tubagem única de 12 polegadas de diâmetro. Estes dados encontram-se no Anexo 3 (Tabelas A3.1 e A3.2);
- Foram consideradas condutas de aço carbono semelhantes às que existem actualmente, sendo que a rugosidade considerada foi 1,5 mm - tuberculização geral de 1 a 3 mm (Lencastre, 1996). As perdas de carga na tubagem foram obtidas pelo EPANET recorrendo novamente à fórmula de Darcy - Weisbach (Equação 1);
- As cotas das ramificações, bem como de entrada e saída nas NU foram consideradas 0 m (em relação ao PI-4451);
- Não foram consideradas perdas de carga localizadas.

Com base nestes pressupostos, apresenta-se na Figura 5 o modelo desenvolvido em EPANET, no qual o caudal é lido nas tubagens em m³/h e a pressão lida nos nós em metros de coluna de água. No caso das simulações onde apenas se incluía unidade de VB, a tubagem da unidade de COG era fechada e o diâmetro da ramificação alterado para 12 polegadas.

Este modelo tem como objectivo estudar o comportamento do actual circuito bem como das bombas, particularmente da PM-4401E, face ao acréscimo de caudal previsto. As informações fornecidas pelo modelo acerca das pressões de entrada e saída das NU serão apenas indicadoras, uma vez que não foram consideradas diferenças de cotas ou perdas de carga localizadas.

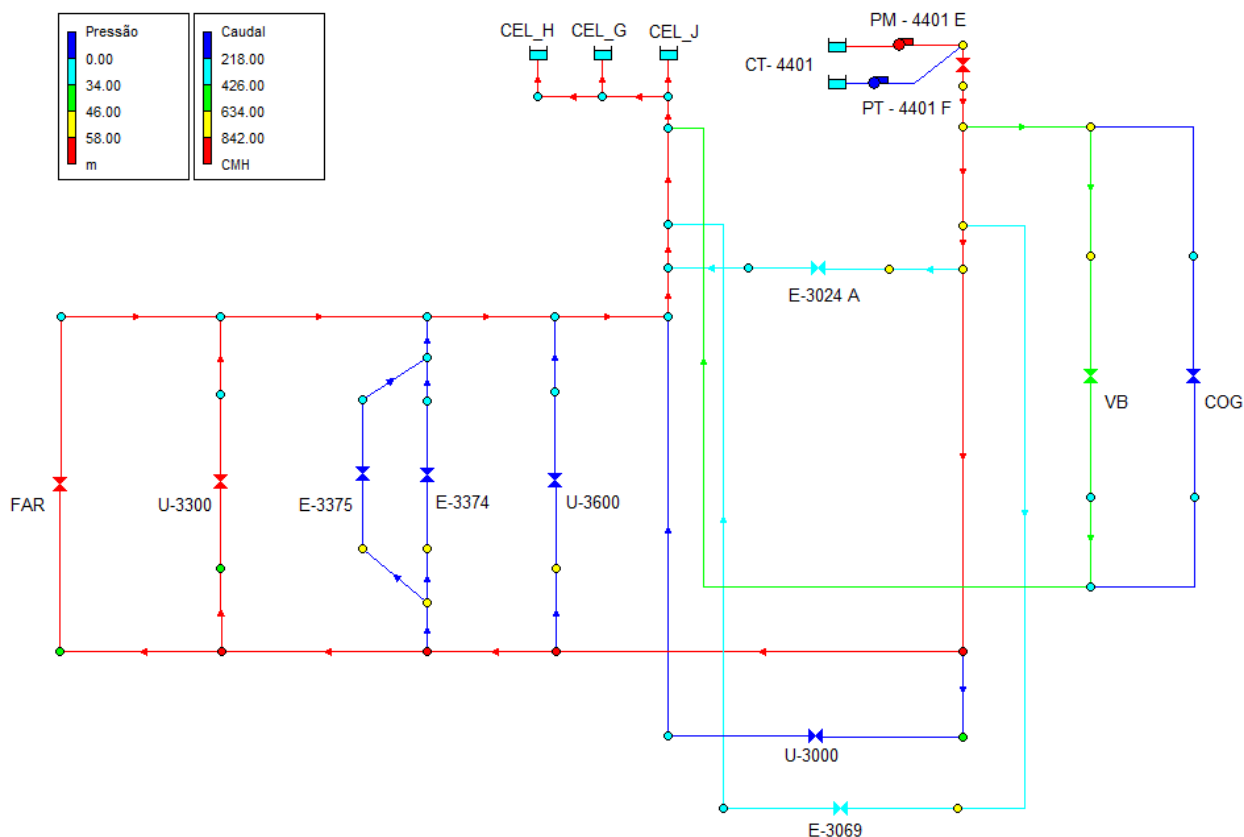


Figura 5 - Modelo desenvolvido em EPANET para a implementação das novas unidades na linha II da RPP.

5.3.2 Resultados e discussão

Com o objectivo de melhor prever o comportamento do circuito, foram colocadas três hipóteses de funcionamento, sempre considerando consumos máximos nas NU. Para cada hipótese procedeu-se a uma simulação, com e sem cogeração:

- **Hipótese 1:** bomba PM-4401E em funcionamento nas condições actuais (considerando $k=130$ na válvula borboleta a jusante da bomba);
- **Hipótese 2:** bomba PM-4401E em funcionamento considerando a instalação de um novo rotor de 690 mm ($k=0$ na válvula borboleta a jusante da bomba);
- **Hipótese 3:** bomba PM-4401E e PT-4401F a funcionarem em paralelo nas condições actuais (considerando $k=15$ na válvula borboleta a jusante da bomba).

Os resultados obtidos com as diferentes hipóteses encontram-se nas Tabelas 6 e 7.

É importante referir que os valores de coeficiente de perda de carga utilizados em cada uma das hipóteses, para as duas válvulas que simulam as perdas nas NU, foram obtidos por um método de tentativa e erro, de forma que se verificasse o caudal de passagem máximo em qualquer das situações. Os valores encontrados para estes coeficientes encontram-se no Anexo 3 (Tabela A3.3).

Procedendo à comparação das diversas hipóteses formuladas e em ambos os casos (com e sem cogeração), Tabelas 6 e 7, obtém-se valores máximos de pressão e de caudais para o funcionamento das duas bombas em paralelo e valores mínimos de pressão e caudais para o funcionamento da PM-4401E na actual situação.

Comparando os resultados da experiência E com as hipóteses 1 (Tabelas 3, 6 e 7) e da experiência C com as hipóteses 3 (Tabelas 5, 6 e 7) constata-se que em qualquer um dos casos a inclusão das NU causa um importante incremento nos caudais de saída, especialmente no caso da instalação das duas unidades (VB e COG), bem como uma redução nos caudais que abastecem as restantes. As pressões de descarga por sua vez baixam e por consequência as pressões de entrada em cada uma das unidades.

Uma vez que se verificou que as bombas não estavam a funcionar segundo a curva característica, particularmente a PM-4401E (Anexo 2, Secção 2.2), o que se atribuiu ao desgaste do rotor, optou-se por testar o circuito sem qualquer perda de carga adicional, de modo a simular o que sucederia se a bomba estivesse a funcionar adequadamente (hipótese 2).

Comparando este cenário com a hipótese 1, quer o caudal quer a pressão de descarga aumentam significativamente. Aliás, os valores de pressão e caudal são até superiores aos verificados na experiência E (particularmente na simulação com apenas a unidade de VB). Assim conclui-se que a bomba PM-4401E deverá ser rectificada.

A hipótese 3, com duas bombas em paralelo, muito embora seja o cenário onde as pressões e caudais apresentam valores mais elevados, não é uma opção viável do ponto de vista da RPP, uma vez que se apresenta como a possibilidade de maior custo de funcionamento.

A associação da cogeração à linha II torna-se possível se existir a rectificação da PM-4401E, já sugerida anteriormente.

Tabela 6 - Previsão do comportamento do circuito considerando a instalação do VB.

Unidade/Equipamento	Q (m ³ /h)			P _{entrada} (bar g)			P _{saída} (bar g)		
	Hipótese 1	Hipótese 2	Hipótese 3	Hipótese 1	Hipótese 2	Hipótese 3	Hipótese 1	Hipótese 2	Hipótese 3
PM-4401E / PT-4401F	3336	3674	3963	---	---	---	4,5	5,5	6,5
E-3024A	311	349	381	3,9	4,8	5,6	1,9	2,2	2,5
U-3000	103	116	126	3,1	3,8	4,4	1,4	1,7	1,9
E-3069	287	322	352	3,6	4,5	5,4	0,6	0,7	0,8
U-3600	118	132	145	4,6	5,6	6,5	1,3	1,4	1,5
U-3370	36	40	44	4,5	5,4	6,3	1,0	1,0	1,2
U-3300	1123	1261	1379	3,1	3,8	4,4	0,7	0,8	0,9
FAR	777	873	955	3,6	4,4	5,1	1,3	1,5	1,7
VB	581	581	581	3,9	4,8	5,8	1,1	1,2	1,2

Tabela 7 - Previsão do comportamento do circuito considerando a instalação do VB e COG.

Unidade/Equipamento	Q (m ³ /h)			P _{entrada} (bar g)			P _{saída} (bar g)		
	Hipótese 1	Hipótese 2	Hipótese 3	Hipótese 1	Hipótese 2	Hipótese 3	Hipótese 1	Hipótese 2	Hipótese 3
PM-4401E / PT-4401F	3523	3899	4237	---	---	---	4,3	5,3	6,4
E-3024A	298	340	378	3,7	4,6	5,5	1,8	2,1	2,5
U-3000	99	113	125	2,9	3,6	4,4	1,4	1,6	1,9
E-3069	275	314	349	3,3	4,3	5,3	0,6	0,7	0,8
U-3600	113	129	144	4,3	5,4	6,4	1,3	1,4	1,5
U-3370	34	39	44	4,2	5,2	6,2	1,0	1,0	1,1
U-3300	1078	1231	1369	2,9	3,6	4,4	0,7	0,8	0,9
FAR	746	852	947	3,4	4,2	5,1	1,3	1,5	1,7
VB	581	581	581	3,8	4,8	5,9	1,0	1,0	1,0
COG	300	300	300	3,6	4,7	5,8	1,2	1,2	1,2

A bomba PM-4401E tinha inicialmente acoplado um motor de 810 kW que nas condições de serviço (diâmetro de rotor de 690 mm e a 994 rpm) permitia bombear no máximo 4300 m³/h. Por razões processuais, este motor foi trocado pelo motor da PM-4401A cuja potência é de 660 kW. Com base nesta informação, tornou-se necessário aferir qual a potência necessária que o motor deveria possuir, tendo em conta os valores dos caudais futuros para ambas as situações. Os cálculos efectuados encontram-se no Anexo 3 (Secção 3.3).

As Tabelas 8 e 9 apresentam as potências do motor eléctrico calculadas para as diversas hipóteses.

Tabela 8 - Potência requerida pelo motor eléctrico da PM-4401E, com a instalação da unidade VB.

Hipóteses	Bombas	Q (m ³ /h)	Potência (kW)
1	PM - 4401E	3336	716
2	PM - 4401E	3674	749
3	PM - 4401E	1981	570
	PT - 4401F	1981	*

*A PT-4401F tem acoplado uma turbina de 830 kW que pelos dados de projecto encontra-se preparada para fornecer o caudal máximo da bomba, 4300 m³/h.

Tabela 9 - Potência requerida pelo motor eléctrico da PM-4401E, com a instalação das unidades VB e COG.

Hipóteses	Bombas	Q (m ³ /h)	Potência (kW)
1	PM - 4401E	3523	735
2	PM - 4401E	3899	770
3	PM - 4401E	2119	585
	PT - 4401F	2119	*

*A PT-4401F tem acoplado uma turbina de 830 kW que pelos dados de projecto encontra-se preparada para fornecer o caudal máximo da bomba, 4300 m³/h.

Pela análise das tabelas anteriores, verifica-se a necessidade de recolocar o motor de 810 kW, uma vez que o actual de 660 kW não terá potência suficiente em qualquer dos casos. Apenas se a opção tomada pela RPP fosse a de utilizar as duas bombas em paralelo, tal não seria necessário.

A possibilidade de apenas utilizar a PT-4401F não foi contabilizada uma vez que a turbina tem gastos consideráveis de vapor, implicando um maior custo de funcionamento.

5.4 Tarefa 4 - Cálculo do desempenho da torre de arrefecimento

De acordo com o projecto a variação de temperatura na torre de arrefecimento é de 17 °C para um caudal de 4400 m³/h, o que traduz uma troca de calor máxima de 74,7 Gcal/h.

Pelos resultados obtidos com o modelo hidráulico e considerando a possibilidade de maior caudal, Tabela 7 - hipótese 3 (≈ 4240 m³/h), e um arrefecimento de 10 °C (o valor médio nas condições meteorológicas verificadas em Abril foi 8 °C), verifica-se que a troca de calor máxima esperada é de 42,4 Gcal/h. Este valor encontra-se abaixo do valor de projecto, o que demonstra que a actual torre tem capacidade para fornecer água de arrefecimento à NU.

O actual desempenho da torre de arrefecimento pode também ser determinado através do cálculo da temperatura de saída da torre, admitindo que esta funciona de acordo com as condições de projecto.

Assim, a partir dos dados de projecto da torre, dos valores de caudal (L) e da temperatura de entrada da água (T₂), bem como de informação recolhida na estação meteorológica da RPP, nomeadamente temperatura ambiente e humidade relativa, obtém-se a temperatura de saída de água (T₁). Todos os cálculos e equações utilizadas encontram-se no Anexo 4.

Tabela 10 - Comparação entre a temperatura de saída da água prevista e experimental.

Experiências	L (kg/h)	T ₂ experiência (°C)	T _h (°C)	T ₁ experiência (°C)	T ₁ calculado (°C)	Diferença (°C)
A 12 horas	$2,57 \times 10^6$	29	11,5	21,67	19,94	1,7
A 15 horas	$2,57 \times 10^6$	30	11,0	22,76	20,12	2,6
B	$3,40 \times 10^6$	29	13,4	22,35	21,89	0,5
C	$3,58 \times 10^6$	29	16,2	22,35	21,56	0,8
E	$2,94 \times 10^6$	28,5	12,2	21,98	20,62	1,4

A Tabela 10 apresenta os resultados dos cálculos com os valores estimados para as várias experiências. Pode verificar-se que o erro absoluto obtido é menor ou igual a 2,6 °C.

Estas diferenças poderão ser explicadas pelas considerações que se fizeram, nomeadamente:

- O valor de caudal de ar de projecto da torre CT 4401 (G, H e J), que permitiu obter o número de unidades de transferência (NTU) de projecto, foi considerado igual ao da CT 4401 (A a F), devido à ausência deste dado na folha de especificação, muito embora as restantes condições de projecto fossem iguais;
- Devido à ausência de informação acerca do enchimento da torre, usou-se o valor de 0,6 para o expoente da equação característica (Anexo 4, Equação A4.14), valor recomendado em Rosaler (2002);
- O caudal de ar foi estimado tendo como base dados da CT-4401 (A a F) e de literatura (Monroe, 1974). Estes valores encontram-se no Anexo 4 (Tabela A4.3). O único dado obtido directamente da folha de especificação foi a potência no eixo do motor do ventilador.

Estas considerações, especialmente a que diz respeito ao caudal de ar nas experiências e os possíveis erros de medição poderão justificar as diferenças observadas.

De qualquer forma e face aos erros determinados, o comportamento da torre de arrefecimento é concordante com os dados de projecto.

Os resultados obtidos reforçam a ideia de que a actual torre de arrefecimento tem capacidade de abastecer as NU.

6 Conclusões

O modelo hidráulico desenvolvido em EPANET simulou adequadamente a linha II do circuito de água de arrefecimento da RPP. O modelo criado permitiu ainda analisar o comportamento da linha com a introdução das novas unidades.

Os principais resultados deste trabalho são:

- 1- A linha II do circuito de água de arrefecimento da RPP suporta as novas unidades incluindo a cogeração, no entanto:
 - Verificou-se que a PM-4401E não está a ter o comportamento previsto pela curva característica, uma vez que os caudais e pressões à saída da bomba encontram-se abaixo do esperado. Uma possível causa será o desgaste do rotor. Assim, aconselha-se a RPP a verificar o actual estado do rotor da PM-4401E e caso seja necessário a sua substituição. Com esta operação é esperado que os caudais e pressões nas restantes unidades após a instalação das novas unidades se mantenham semelhantes aos actuais;
 - Será necessário também recolocar o motor original da PM-4401E de 810 kW, caso a RPP pretenda continuar apenas com esta bomba em funcionamento. Se a opção da RPP for a de utilizar as duas bombas em paralelo esta operação não será necessária.
- 2- Os cálculos relativos ao desempenho da torre de arrefecimento permitem concluir que esta tem capacidade para abastecer as novas unidades.

O modelo hidráulico desenvolvido em EPANET demonstrou ser uma ferramenta válida e poderá ser útil em outros projectos na RPP, nomeadamente como fonte de informação de possíveis alterações na linha II do circuito de água de arrefecimento. A própria aplicação informática poderá ser aplicada em outros circuitos de água da refinaria.

O algoritmo de cálculo desenvolvido para determinar a temperatura de saída da água forneceu resultados próximos do esperado e poderá ser uma ferramenta útil para a RPP, uma vez que com pouca informação, será possível aferir a temperatura de saída da torre da linha II.

7 Avaliação do trabalho realizado

7.1 Objectivos realizados

Este trabalho teve como objectivo aferir a capacidade da linha II do circuito de água de arrefecimento, bem como da correspondente torre, incorporando as NU.

Para isso, tornou-se relevante estabelecer o modelo hidráulico bem como calcular o desempenho da torre.

De forma a obter informação, procedeu-se ao levantamento de dados da linha e à realização de um conjunto de experiências efectuadas a nível industrial, nas quais foi necessário uma participação activa, nomeadamente na recolha e aferição da concordância de valores.

Todos os objectivos foram cumpridos.

7.2 Limitações e trabalho futuro

Ao longo deste trabalho foram encontradas algumas limitações na recolha de informação, nomeadamente no levantamento de dados do circuito. Foi necessário estimar o comprimento das tubagens da U-3000 e U-3300 e utilizar alguns dados de literatura e da torre da linha I no cálculo do desempenho da torre da linha II.

Como trabalho futuro sugere-se a repetição das experiências no circuito, especialmente a realizada nas condições das experiências A e E, de forma a obter um conjunto de experiências onde fossem conhecidos totalmente a distribuição de caudais. Estas experiências serviriam de validação do modelo e poderiam até contribuir para uma calibração mais rigorosa.

Uma das possibilidades que a RPP coloca neste momento é a de colocar o E-3024B em serviço, permutador de igual capacidade que o E-3024A, de forma a arrefecer a maior quantidade de gasóleo que irá ser produzido. Assim, sugeria-se que caso fossem executadas as experiências no circuito, este permutador fosse também colocado em funcionamento de forma a se obter o modelo hidráulico completo da linha II da RPP. Possivelmente, o funcionamento deste permutador colocaria em causa a possibilidade da instalação da cogeração no circuito, ou pelo menos a necessidade da colocação de uma bomba de maior capacidade.

Um dos problemas que a RPP actualmente tem na linha II do circuito de água de arrefecimento prende-se com as baixas pressões de água com que a FAR se debate, de tal forma que houve a necessidade de colocar uma bomba. Uma hipótese interessante seria proceder à modelização do circuito de água da fábrica em EPANET para posteriormente se

estudar qual o melhor local onde a bomba deveria ser colocada e assim aumentar a pressão de água no circuito.

Relativamente ao algoritmo de cálculo da torre arrefecimento, sugere-se recolhas adicionais de dados (outros dias de operação) para melhor aferir a sua robustez. Este algoritmo poderia ser também aplicado à torre da linha I, bastando para tal calcular o caudal de ar de entrada bem como obter dados de serviço.

7.3 Apreciação final

Na minha opinião este trabalho foi vantajoso tanto para a empresa como para mim.

Para a RPP não só porque obtive um estudo que lhe possibilita a comparação com o estudo efectuado pela FLUOR, mas também porque obtive duas ferramentas que lhe podem ser bastante úteis.

Para mim, foi uma experiência muito enriquecedora, uma vez que desenvolvi competências em diversas áreas, nomeadamente em EPANET, hidráulica, processos envolvendo evaporação, leitura e compreensão de isométricas e diagramas de construção.

Outro factor importante e que muito apreciei foi a possibilidade que tive de durante os dias das experiências estar no terreno e poder participar activamente nos trabalhos. Este facto possibilitou-me contacto com diversos colaboradores da RPP e assim ganhar uma maior sensibilidade do mundo industrial.

Referências

- Araujo, L. S., Ramos, H., Coelho, S. T., Pressure Control for Leakage Minimization in Water Distribution Systems Management, *Water Resources Management*, **20**, 133-149 (2006);
- Barroso, L. B., *Estudo da Minimização das Perdas Físicas em Sistema de Distribuição de Água Utilizando o Modelo EPANET*. Tese de Mestrado, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, Brasil, 2005.
- Benaroya, A., *Fundamentals And Application Of Centrifugal Pumps For The Practicing Engineer*, Petroleum Publishing Company, Tulsa, Oklahoma, 1978.
- Camacho, A., Oliveira, F., Sousa, R., A., Aplicação do Modelo de Simulação EPANET no Sistema Regional do Carvoeiro, 2003, de Web Site da Associação Portuguesa de Distribuição e Drenagem de Águas, acedido em Julho de 2008.
URL:http://www.apda.pt/apda_resources/APDA.Biblioteca/eneg%5C2003%5Ccomunica%C3%A7%C3%B5es%5Cresumos%20alargados%5Ctema%2005%5Ccamacho,%20ana.pdf
- Cooling Tower Performance Curves, Blue Book, Cooling Technology Institute, Spring, Texas, 1967.
- Comissão Europeia, Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC), Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems, Dezembro 2001, de Web site da Comunidade Europeia, acedido em Março de 2008. URL:<http://eippcb.jrc.ec.europa.eu/pages/FActivities.htm>
- Daeil Aqua, Cooling Tower Thermal Design Manual, de Web site de Daeil Aqua Co, Ltd acedido em Maio de 2008.
URL:http://www.daeilaqua.com/eng/sub_05/?s2=body_001_04.htm
- Foust, A. S., Wenzel, L. A., Clump, C. W., Maus, L., Andersen, L. B., *Principles of Unit Operations*, John Wiley and Sons, 1980.
- Galp Energia, Comunicado à imprensa 24-01-07, de Web site Galp Energia, acedido em Julho de 2008.
URL:http://press.galpenergia.com/galpmedia/vpt/comunicados/refinacao/Com_optimizacaosistemarefinadorGE/Com_optimizacaosistemarefinadorGE.htm
- Hougen, O. A, Watson, K. M., Ragatz, R. A., *Chemical Process Principles - Part II - Thermodynamics*, John Wiley, 1959.

- Kern, D. Q., *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, 1950.
- Lencastre, A, *Hidraulica Geral*, Edição do Autor, Lisboa, 1996.
- Loureiro, D., Coelho, S. T., EPANET 2.0 em português, Manual do Utilizador, Laboratório Nacional de Engenharia Civil (LNEC), Lisboa, 2004, de Web site Departamento de Hidráulica e Ambiente do Laboratório Nacional de Engenharia Civil, acedido em Março de 2008. URL:<http://www.dha.lnec.pt/nes/epanet/index.html>
- Monroe, R. C., Fans Key to Optimum Cooling-Tower Design, Hudson Products Corporation, Houston, Texas, Based on paper presented to Cooling Tower Institute Annual Meeting, New Orleans, Louisiana, 1974, de Web site da Hudson, acedido em Maio de 2008. URL:<http://www.hudsonproducts.com/products/tuflite/fanskey.pdf>
- OHE, S., *Computed Aided Data Book of Vapor Pressure*, Data Book Publishing Company, Tokyo, Japan, 1976.
- Perry R.H., Green, D. W., Maloney, J. O., *Perry's Chemical Engineer's Handbook*, McGraw-Hill International Editions, 1998.
- Roris, L., Torres de Arrefecimento, Instituto Superior Técnico (IST), de Web site IST, acedido em Maio de 2008. URL:http://web.ist.utl.pt/luis.roriz/MyPage/et_T01.htm
- Rosaler, R. C., *Standard Handbook Of Plant Engineering*, McGraw-Hill, 2002.
- San Jose/Santa Clara Water Pollution Control Plant, City of San Jose Environmental Service Department, Guidelines for Managing Water in Cooling Systems, de Web site City of San Jose, acedido em Maio de 2008.
URL:<http://www.sanjoseca.gov/ESD/PDFs/cooling.pdf>
- Smith, J. M., Van Ness, H. C., Abbot, M. M., *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill, 1996.
- Tamminen, S., Ramos, H., Covas, D., Water Supply System Performance for Different Pipes Materials Part I: Water Analysis, DOI 10.1007/s11269-008-9244-x, 2008.
- Vieira, P., Coelho, S. T., Praça, P., Controlo do Residual de Cloro em Sistemas de Transporte e Distribuição de Água, 2001, de Web Site da Associação Portuguesa de Distribuição e Drenagem de Águas, acedido em Julho de 2008.
URL:http://www.apda.pt/apda_resources/APDA.Biblioteca/eneg%5C2001%5Ccomunica%C3%A7%C3%B5es%5Ctema%2002%5Cvieira,%20paula.pdf
- Walas, S. M., *Chemical Process Equipment - Selection and Design*, Butterworth Heinemann Series in Chemical Engineering, Boston, 1990.

Anexo 1 Resultados das experiências efectuadas no circuito

Neste anexo, apresentam-se os valores medidos nas experiências A, B e C, as condições meteorológicas dos respectivos dias, bem como a informação obtida no levantamento do circuito através das isométricas e diagramas da RPP.

Tabela A1.1 - Valores medidos para a experiência A.

Pontos	Leituras	Instrumento	12 horas	15 horas	Comentários
1	Pressão de descarga PM-4401E (bar g)	PI-4451	5,1	5,1	
2	Pressão de descarga PT-4401F (bar g)	PI-4450	----	----	Fora de serviço
3	Temperatura de saída da torre (°C)	TI-4401-3	21,67	22,76	
	Caudal de saída da torre (m ³ /h)	FI-4415	2576	2576	
4	Pressão de entrada E-3024B (bar g)	PG	----	----	Fora de serviço
5	Pressão de saída E-3024B (bar g)	PG	----	----	Fora de serviço
6	Pressão de entrada E-3024A (bar g)	PG	4,8	4,7	
7	Pressão de saída E-3024A (bar g)	PG	2,1	2,05	
8	Pressão de entrada E-3069 (bar g)	PG	----	----	Fora de serviço
9	Pressão de saída E-3069 (bar g)	PG	----	----	Fora de serviço
10	Pressão de entrada U-3000 (bar g)	PG-3088	3,7	3,7	
	Temperatura de entrada U-3000 (°C)	TG-3038	21	21	
	Caudal de entrada U-3000 (m ³ /h)	FI-3053	----	----	FI não existente
11	Pressão de saída U-3000 (bar g)	PG-3089	1,65	1,62	
	Temperatura de saída U-3000 (°C)	TG-3039	33	34	
12	Pressão de saída U-3600 (bar g)	PG-3417	1,4	1,39	
	Temperatura de saída U-3600 (°C)	TG-3406	43	42	
13	Pressão de entrada U-3600 (bar g)	PG-3416	5,5	5,5	
	Temperatura de entrada U-3600 (°C)	TG-3405	21	22	
	Caudal de entrada U-3600 (m ³ /h)	FT-3411	----	----	Valor não lido
14	Caudal de entrada U-3370 (m ³ /h)	FI-33712	7,5	7,5	
15	Pressão de entrada E-3375 (bar g)	PG	----	----	PG não existente
16	Temperatura de saída E-3375 (°C)	TG-33722	35	35	TG não calibrado
17	Temperatura de saída E-3374 (°C)	TG-33723	36	36	TG não calibrado
18	Pressão de saída U-3300 (bar g)	PG-3245	0,9	0,9	
	Temperatura de saída U-3300 (°C)	TG-3216	25	27	
19	Pressão de entrada U-3300 (bar g)	PG-3244	3,7	3,7	
	Temperatura de entrada U-3300 (°C)	TG-3215	21	24	
	Caudal de entrada U-3300 (m ³ /h)	FI-3216	7,1	7,1	
20	Pressão de entrada FAR (bar g)	PT-4974	4,4	4,4	
	Caudal de entrada FAR (m ³ /h)	FI-4971	831	834	
21	Pressão de saída FAR (bar g)	PI	1,4	1,5	
	Caudal de saída FAR (m ³ /h)	FI-4972	822	823	
22	Temperatura de entrada FAR (Área A) (°C)	TID-4971 A	22	23	
23	Temperatura de saída FAR (Área A) (°C)	TID-4970 A	28	29	
24	Temperatura de entrada FAR (Área B) (°C)	TID-4971 B	24	24	
25	Temperatura saída FAR (Área B) (°C)	TID-4970 B	26	27	
26	Pressão sucção PM-321 (bar g)	PI	2,6	2,6	Valor não estabilizado
27	Pressão descarga PM-321 (bar g)	PI-332	5,4	5,4	
28	Pressão à entrada da torre (bar g)	PG-4456	1,3	1,3	
	Temperatura à entrada da torre (°C)	TG-4422	29	30	

Tabela A1.2 - Valores medidos para a experiência B.

Pontos	Leituras	Instrumento	12 horas	Comentários
1	Pressão de descarga PM-4401E (bar g)	PI-4451	6,0	PT-4415 - 6,60 bar g
2	Pressão de descarga PT-4401F (bar g)	PI-4450	6,0	PT-4415 - 6,60 bar g
3	Temperatura de saída da torre (°C)	TI-4401-3	22,35	
	Caudal de saída da torre (m ³ /h)	FI-4415	3404	
4	Pressão de entrada E-3024B (bar g)	PG	----	Fora de serviço
5	Pressão de saída E-3024B (bar g)	PG	----	Fora de serviço
6	Pressão de entrada E-3024A (bar g)	PG	5,5	
7	Pressão de saída E-3024A (bar g)	PG	2,5	
8	Pressão de entrada E-3069 (bar g)	PG	----	Valor não lido
9	Pressão de saída E-3069 (bar g)	PG	----	Valor não lido
10	Pressão de entrada U-3000 (bar g)	PG-3088	4,8	
	Temperatura de entrada U-3000 (°C)	TG-3038	21	
	Caudal de entrada U-3000 (m ³ /h)	FI-3053	----	FI não existente
11	Pressão de saída U-3000 (bar g)	PG-3089	1,95	
	Temperatura de saída U-3000 (°C)	TG-3039	33	
12	Pressão de saída U-3600 (bar g)	PG-3417	1,45	
	Temperatura de saída U-3600 (°C)	TG-3406	41	
13	Pressão de entrada U-3600 (bar g)	PG-3416	6,8	
	Temperatura de entrada U-3600 (°C)	TG-3405	21	
	Caudal de entrada U-3600 (m ³ /h)	FT-3411	135	
14	Caudal de entrada U-3370 (m ³ /h)	FI-33712	8,6	
15	Pressão de entrada E-3375 (bar g)	PG	----	PG não existente
16	Temperatura de saída E-3375 (°C)	TG-33722	22	TG não calibrado
17	Temperatura de saída E-3374 (°C)	TG-33723	30	TG não calibrado
18	Pressão de saída U-3300 (bar g)	PG-3245	1	
	Temperatura de saída U-3300 (°C)	TG-3216	26	
19	Pressão de entrada U-3300 (bar g)	PG-3244	4,6	
	Temperatura de entrada U-3300 (°C)	TG-3215	22	
	Caudal de entrada U-3000 (m ³ /h)	FI-3216	8,2	
20	Pressão de entrada FAR (bar g)	PT-4974	5,4	
	Caudal de entrada FAR (m ³ /h)	FI-4971	942	
21	Pressão de saída FAR (bar g)	PI	1,7	
	Caudal de saída FAR (m ³ /h)	FI-4972	937	
22	Temperatura de entrada FAR (Área A) (°C)	TID-4971 A	23	
23	Temperatura de saída FAR (Área A) (°C)	TID-4970 A	28	
24	Temperatura de entrada FAR (Área B) (°C)	TID-4971 B	24	
25	Temperatura saída FAR (Área B) (°C)	TID-4970 B	29	
26	Pressão sucção PM-321 (bar g)	PI	3,3	Valor não estabilizado
27	Pressão descarga PM-321 (bar g)	PI-332	5,9	
28	Pressão à entrada da torre (bar g)	PG-4456	0,9	
	Temperatura à entrada da torre (°C)	TG-4422	29	

Tabela A1.3 - Valores medidos para a experiência C.

Pontos	Leituras	Instrumento	15 horas	Comentários
1	Pressão de descarga PM-4401E (bar g)	PI-4451	6,0	PT-4415 - 6,62 bar g
2	Pressão de descarga PT-4401F (bar g)	PI-4450	6,0	PT-4415 - 6,62 bar g
3	Temperatura de saída da torre (°C)	TI-4401-3	22,35	
	Caudal de saída da torre (m ³ /h)	FI-4415	3588	
4	Pressão de entrada E-3024B (bar g)	PG	----	Fora de serviço
5	Pressão de saída E-3024B (bar g)	PG	----	Fora de serviço
6	Pressão de entrada E-3024A (bar g)	PG	5,9	
7	Pressão de saída E-3024A (bar g)	PG	2,5	
8	Pressão de entrada E-3069 (bar g)	PG	5,55	
9	Pressão de saída E-3069 (bar g)	PG	0,9	
	Caudal de saída E-3069 (m ³ /h)	Portátil	382	
10	Pressão de entrada U-3000 (bar g)	PG-3088	4,8	
	Temperatura de entrada U-3000 (°C)	TG-3038	20	
	Caudal de entrada U-3000 (m ³ /h)	Portátil	139,1	
11	Pressão de saída U-3000 (bar g)	PG-3089	2	
	Temperatura de saída U-3000 (°C)	TG-3039	32	
12	Pressão de saída U-3600 (bar g)	PG-3417	1,5	
	Temperatura de saída U-3600 (°C)	TG-3406	40	
13	Pressão de entrada U-3600 (bar g)	PG-3416	6,8	
	Temperatura de entrada U-3600 (°C)	TG-3405	21	
	Caudal de entrada U-3600 (m ³ /h)	FT-3411	135	
14	Caudal de entrada E-3374/75 (m ³ /h)	FI-33712	8,6	
15	Pressão de entrada E-3375 (bar g)	PG	----	PG não existente
16	Temperatura de saída E-3375 (°C)	TG-33722	20	TG não calibrado
17	Temperatura de saída E-3374 (°C)	TG-33723	18	TG não calibrado
18	Pressão de saída U-3300 (bar g)	PG-3245	1	
	Temperatura de saída U-3300 (°C)	TG-3216	26	
19	Pressão de entrada U-3300 (bar g)	PG-3244	4,6	
	Temperatura de entrada U-3300 (°C)	TG-3215	22	
	Caudal de entrada U-3000 (m ³ /h)	FI-3216	8,1	
20	Pressão de entrada FAR (bar g)	PT-4974	5,4	
	Caudal de entrada FAR (m ³ /h)	FI-4971	946	
21	Pressão de saída FAR (bar g)	PI	1,7	
	Caudal de saída FAR (m ³ /h)	FI-4972	936	
22	Temperatura de entrada FAR (Área A) (°C)	TID-4971 A	21	
23	Temperatura de saída FAR (Área A) (°C)	TID-4970 A	27	
24	Temperatura de entrada FAR (Área B) (°C)	TID-4971 B	23	
25	Temperatura saída FAR (Área B) (°C)	TID-4970 B	27	
26	Pressão sucção PM-321 (bar g)	PI	3,5	Valor não estabilizado
27	Pressão descarga PM-321 (bar g)	PI-332	5,8	
28	Pressão à entrada da torre (bar g)	PG-4456	0,9	
	Temperatura à entrada da torre (°C)	TG-4422	29	

Tabela A1.4 - Condições atmosféricas verificadas no dia da experiência A.

Hora	Temperatura ambiente (°C)	Humidade relativa (%)	Velocidade do vento (m/s)	Direcção do vento (°)
11:00	18,7	35	5,8	112,5
11:30	---	---	---	---
12:00	19,9	35	6,3	90
12:30	20,7	35	5,4	90
13:00	21,2	35	4	90
13:30	22	34	4	90
14:00	22,3	34	3,6	67,5
14:30	19,4	36	3,1	337,5
15:00	---	---	5,8	337,5
15:30	---	---	6,7	337,5
16:00	17,4	37	7,2	337,5

Tabela A1.5 - Condições atmosféricas verificadas no dia das experiências B, C e E.

Hora	Temperatura ambiente (°C)	Humidade relativa (%)	Velocidade do vento (m/s)	Direcção do vento (°)
09:00	---	---	---	---
09:30	19,4	33	8,9	90
10:00	19,9	32	8,9	90
10:30	20,6	32	8,9	90
11:00	21,6	33	9,4	90
11:30	22,1	33	8,5	90
12:00	22,9	32	7,6	90
12:30	23,6	32	7,2	90
13:00	24,4	32	6,3	90
13:30	25,4	32	4,9	90
14:00	26,0	32	4,9	90
14:30	26,3	32	4,5	90
15:00	26,8	32	3,1	90
15:30	24,8	32	1,8	270
16:00	24,1	33	2,7	292,5

Tabela A1.6 - Cotas, comprimentos e diâmetros de tubagem.

Unidade/ Equipamento	Cota da ramificação* (m)	Cota de acesso* (m)	Comprimento (m)	Diâmetro (polegadas)
Torre				
Célula J	0	8	8	24
Célula G	0	8	8	24
Célula H	0	8	8	24
E-3069				
Entrada	0	6,0	30	10
Saída	0	6,0	33	10
E-3024A				
Entrada	0	0,8	1,5	6
Saída	0	1,6	25	6
U-3000				
Entrada	-3,1	3,2	20	6
Saída	-3,1	3,2	20	6
U-3600				
Entrada	-5,2	-1,9	3,3	8
Saída	-5,2	-1,9	3,3	8
U-3370				
Entrada	-4,3	-0,7	35	6
Saída	-4,3	-0,7	35	6
E-3374				
Entrada	-0,7	-0,7	5	2
Saída	-0,7	-0,7	5	2
E-3375				
Entrada	-0,7	-0,7	5	4
Saída	-0,7	-0,7	5	4
U-3300				
Entrada	-4,3	3,2	30	16
Saída	-4,3	3,2	30	16
FAR				
Entrada	-4,3	1,1	400	20
Saída	-4,3	1,1	400	20

* Valores relativos ao ponto de referência, medidor PI-4451

Tabela A1.7 - Resultados do levantamento ao comprimento e diâmetro dos diferentes troços que compõe a tubagem principal da linha II.

Troços de tubagem	Diâmetro (polegadas)	Comprimento (m)
Saída torre - Ramificação de entrada E-3069	36	55
Ramificação de saída E-3069 - Entrada na torre	36	47
Ramificação de entrada E-3069 - Ramificação de entrada E-3024A	36	0,5
Ramificação de saída E-3024A - Ramificação de saída E-3069	36	0,5
Ramificação de entrada E-3024A - Ramificação de entrada U-3000	36	35
Ramificação de saída U-3000 - Ramificação de saída E-3024A	36	35
Ramificação de entrada U-3000 - Ramificação de entrada U-3600	36	60
Ramificação de saída U-3600 - Ramificação de saída U-3000	36	60
Ramificação de entrada U-3600 - Ramificação de entrada U-3370	36	108
Ramificação de saída U-3370 - Ramificação de saída U-3600	36	108
Ramificação de entrada U-3370 - Ramificação de entrada U-3300	36	12
Ramificação de saída U-3300 - Ramificação de saída U-3370	36	12
Ramificação de entrada U-3300 - Entrada na FAR	20	400
Saída de FAR - Ramificação de saída U-3300	20	400
Ramificação de entrada célula J - Ramificação de entrada célula G	36	8,4
Ramificação de entrada célula G - Ramificação de entrada célula H	24	8,4

Anexo 2 Dados calculados para a calibração do modelo

2.1 Coeficientes de perda de carga

Os coeficientes utilizados nas válvulas borboleta do EPANET têm o objectivo de simular as perdas de carga nas unidades/equipamentos. Foram obtidos a partir da Equação 2, Secção 5.2.1 e apresentada novamente a seguir:

$$\Delta P = k \frac{v^2}{2g}$$

Que explicitada em função do coeficiente de perda de carga e substituindo v pela equação que relaciona o caudal com o diâmetro, obtém-se k da seguinte forma:

$$k = \frac{\Delta P \pi^2 g D^4}{8Q^2} \quad (A2.1)$$

Onde:

D – Diâmetro da tubagem, m

Q – Caudal de água, m³/s

Assim e com base nas experiências E e C (para a FAR) foi possível obter os coeficientes de perda de carga apresentados na Tabela A2.1.

Tabela A2.1 - Coeficientes de perda de carga das unidades/equipamentos.

Unidade/ Equipamento	Diâmetro (m)	ΔP (m coluna de água)	Q (m ³ /h)	k
E-3069	0,254	36,3	310	247
E-3024A	0,152	17,7	351	12
U-3000	0,152	18,4	107	135
U-3600	0,203	41	129	669
U-3300	0,406	28	1200	83
FAR	0,508	36,7	946	428

Devido à ausência de dados experimentais de queda de pressão para os permutadores E-3374/75, o coeficiente de perda de carga foi obtido com base nos valores de caudal de

projecto e no valor de caudal obtido para a experiência E. Com estes dados, verificou-se que o somatório dos caudais de projecto para cada um dos permutadores coincidia com o valor retirado da experiência E. Assim, calibrou-se o modelo com base nos valores de projecto. Os valores de ambos os coeficientes de perda de carga foram obtidos pelo método de tentativa e erro. Os resultados, bem como os valores que serviram de referência, encontram-se na Tabela A2.2.

Tabela A2.2 - Valores de projecto, caudal de passagem total na experiência E e coeficientes de perda de carga obtidos para os permutadores E-3374/75.

Permutador	Q_{projecto} (m ³ /h)	$Q_{\text{experiência E}}$ (m ³ /h)	k
E-3374	6,3	...	900
E-3375	32,1	...	600
Total	38,4	39	...

Os coeficientes de perda de carga localizada nas tubagens foram obtidos também pelo método de tentativa e erro, tendo em conta uma vez mais os resultados obtidos para a experiência E e C (para a FAR). Apenas foram consideradas perdas de carga nas ramificações de acesso às unidades/equipamentos.

Tabela A2.3 - Coeficientes de perda de carga localizada considerados no modelo.

Unidade/ Equipamento	Entrada	Saída
Torre - Célula J	0
Torre - Célula G	0
Torre - Célula H	0
E-3069	22	28
E-3024 A	4	0
U-3000	85	70
U-3600	15	60
U-3370	60	60
E-3374	40	20
E-3375	40	20
U-3300	35	5
FAR	110	85

2.2 Curva característica das bombas

A curva característica utilizada para as bombas foi obtida a partir da curva existente na folha de especificação. Não foi possível a utilização directa dos pontos, uma vez que estes representavam o funcionamento das bombas com um rotor de diâmetro 724 mm e velocidade de rotação de 975 rpm e os dados de serviço correspondem a um rotor de diâmetro 690 mm e a uma velocidade de rotação 994 rpm.

Assim, retirando os pontos da curva fornecida na folha de especificação, até ao caudal máximo da bomba nas condições de serviço, 4300 m³/h e recorrendo às relações apresentadas a seguir foi possível obter os pontos nas condições de serviço (Benaroya, 1978). De realçar que estas relações são válidas para eficiências de bomba semelhantes.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (A2.2)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (A2.3)$$

Onde:

P_1 e P_2 – Pressão verificada à saída da bomba, nas antigas (P_1) e novas (P_2) condições

D_1 e D_2 – Diâmetro do rotor, nas condições da folha de especificação (D_1) e de serviço (D_2)

N_1 e N_2 – Velocidade de rotação, nas condições da folha de especificação (N_1) e de serviço (N_2)

Aplicou-se primeiramente a Equação A2.2, obtendo-se as pressões de descarga para o rotor de 690 mm, aplicando-se de seguida a Equação A2.3, obtendo-se as pressões para um rotor de 690 mm e uma velocidade de rotação 994 rpm, condições de serviço. Notar que estas relações irão sempre incluir um erro, sendo maior o desvio quanto maior a diferença entre os diâmetros de rotor e as velocidades de rotação. Os resultados obtidos encontram-se na Tabela A2.4.

Tabela A2.4 - Pontos para definição da curva da bomba nas condições de serviço, sem correcção.

Q (m ³ /h)	P _{especificação} (m coluna de água)	P _{serviço} (m coluna de água)
0	83	78
500	82	77
1000	81	76
1500	80	76
2000	78	74
2500	76	72
3000	72	68
3500	68	64
4000	62	59
4300	57	54

Visto existir na folha de especificação das bombas informação acerca da pressão fornecida pela bomba em condições de serviço, foi possível procedendo à interpolação de valores, proceder à comparação com os valores obtidos e aferir o desvio. Verifica-se pela Tabela A2.5 que este é de 5 m de coluna de água.

Tabela A2.5 - Erro dos pontos obtidos para definir a curva característica nas condições de serviço.

Q (m ³ /h)	P _{serviço} fornecida (m coluna de água)	P _{serviço} calculada (m coluna de água)	Desvio (m coluna de água)
0	74	78	4
2670	65	70	5
3200	61	66	5

Assim, procedeu-se à correcção dos valores de pressão de forma a se obter a curva característica das bombas.

Tabela A2.6 - Pontos para definição da curva da bomba nas condições de serviço.

Q (m ³ /h)	P _{serviço} (m coluna de água)
0	74
500	72
1000	71
1500	71
2000	69
2500	67
3000	63
3500	59
4000	54
4300	49

Os dados da Tabela A2.6 foram introduzidos no EPANET que criou uma curva completa ligando os vários pontos por segmentos de recta.

Anexo 3 Dados utilizados no modelo para a previsão do impacto das NU

3.1 Caracterização da tubagem

Nas tabelas seguintes são apresentados os valores de diâmetro, comprimento e cotas admitidos para as novas tubagens, bem como as alterações consideradas na conduta principal.

Tabela A3.1 - Cota, comprimento e diâmetro admitidos para as tubagens das NU.

Unidade/ Equipamento	Cota da ramificação* (m)	Cota de acesso* (m)	Comprimento (m)	Diâmetro (polegadas)
Ramificação NU				
Entrada	0	0	100	20**
Saída	0	0	100	20**
VB				
Entrada	0	0	50	12
Saída	0	0	50	12
COG				
Entrada	0	0	150	10
Saída	0	0	150	10

* Valores relativos ao ponto de referência, medidor PI-4451.

** Nas simulações em que apenas se incluiu a unidade de VB, considerou-se uma tubagem única de 12 polegadas.

Tabela A3.2 - Alterações na tubagem principal de forma a instalar as ramificações de acesso às NU.

Troços de tubagem	Diâmetro (polegadas)	Comprimento (m)
Saída torre - Ramificação de entrada NU	36	30
Ramificação de saída NU - Entrada na torre	36	20
Ramificação de entrada NU - Ramificação de entrada E-3069	36	25
Ramificação de saída E-3069 - Ramificação de saída NU	36	27

3.2 Coeficientes de perda de carga utilizados no EPANET para definir o caudal das NU

Na Tabela A3.3 apresentam-se os coeficientes de perda de carga utilizados no EPANET para definir o caudal nas NU. Estes valores foram obtidos pelo método de tentativa e erro.

Tabela A3.3 - Coeficientes de perda de carga utilizados na simulação das NU.

	1 unidade	2 unidades	
	VB	VB	COG
Hipótese 1	111	113	188
Hipótese 2	152	156	266
Hipótese 3	190	200	346

3.3 Avaliação do motor eléctrico da PM-4401E

A bomba PM-4401E tinha inicialmente acoplado um motor de 810 kW que nas condições de serviço (diâmetro de rotor de 690 mm e a 994 rpm) permitia bombear no máximo 4300 m³/h. Por razões processuais, este motor foi trocado pelo motor da PM-4401A cuja potência é de 660 kW. Com base nesta informação tornou-se necessário aferir qual a potência necessária que o motor deveria possuir, tendo em conta os caudais futuros, de forma a prever a necessidade de recolocar o motor original.

Para tal, recorreu-se à curva de potência da bomba existente na folha de especificação. Tal como já havia sucedido aquando da obtenção da curva característica da bomba, não foi possível a utilização directa dos pontos, uma vez que estes representavam o funcionamento das bombas com um rotor de diâmetro 724 mm e uma velocidade de rotação de 975 rpm, e os dados de serviço são rotor de diâmetro 690 mm e velocidade de rotação 994 rpm.

A estratégia de resolução adoptada foi muito semelhante à já utilizada na obtenção dos pontos para a curva característica. Assim, retirando os pontos da curva de potência fornecida na folha de especificação, até ao caudal máximo permitido nas condições de serviço, 4300 m³/h, e recorrendo às relações apresentadas a seguir, primeiro à Equação A3.1 e posteriormente à Equação A3.2, foi possível obter os pontos nas condições de serviço (Benaroya, 1978). De realçar que estas relações são válidas para eficiências de bomba semelhantes. Os resultados são apresentados na Tabela A3.4.

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (A3.1)$$

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (A3.2)$$

Onde:

BHP_1 e BHP_2 – Potência no eixo, nas antigas (BHP_1) e novas (BHP_2) condições

Tabela A3.4 - Potência no eixo nas condições da folha de especificação e nas condições de serviço.

Q (m ³ /h)	BHP _{especificação} (kW)	BHP _{serviço} (kW)
0	373	342
500	418	383
1000	462	424
1500	522	479
2000	582	534
2500	626	575
3000	686	629
3500	731	670
4000	776	711
4300	805	739

Com os valores obtidos para BHP_{serviço} e com os caudais correspondentes, fez-se um ajuste polinomial de 3º grau em Excel. O polinómio obtido foi o seguinte:

$$BHP_{SERVIÇO} = -1,880 \times 10^{-9}Q^3 + 1,116 \times 10^{-5}Q^2 + 7,869 \times 10^{-2}Q + 340,9 \quad (A3.3)$$

Com base no polinómio anterior e sabendo os valores de potência no eixo para três condições de serviço, foi possível aferir o desvio, quer do ajuste, quer das relações utilizadas. Os resultados encontram-se na Tabela A3.5.

Tabela A3.5 - Desvios aos valores de potência de eixo fornecidos.

Q (m ³ /h)	BHP _{serviço} fornecido (kW)	BHP _{serviço} calculado (kW)	Desvio (%)
2670	557	598	7,3
3200	604	650	7,6
4300	688	744	8,2

Considerando um desvio de 7,6 % no polinómio calculado e sabendo as novos caudais totais de água previstos pelo modelo, para as diferentes hipóteses, calculou-se a potência necessária

do motor eléctrico, Tabelas A3.6 e A3.7, considerando uma margem de segurança de 10 %, através da seguinte equação:

$$Potência = \frac{BHP_{serviço}(1 - 0,076)}{\eta_{transmissão} \eta_{motor}} + 0,1 \frac{BHP_{serviço}(1 - 0,076)}{\eta_{transmissão} \eta_{motor}} \quad (A3.4)$$

Onde:

$\eta_{transmissão}$ – Eficiência na transmissão, 0,98*

η_{motor} – Eficiência do motor eléctrico, 0,96**

*Foi considerada a mesma eficiência de transmissão dos ventiladores da CT4401 (A a F), Tabela A4.3.

**Valor retirado da literatura, (Walas, 1990).

De seguida são apresentadas as potências do motor eléctrico obtidas.

Tabela A3.6 - Potência necessária do motor eléctrico adicionando ao circuito a unidade de VB.

Hipóteses	Bombas	Q (m ³ /h)	BHP _{serviço} (kW)	Potência (kW)
1	PM - 4401E	3336	663	716
2	PM - 4401E	3674	693	749
3	PM - 4401E	1981	528	570
	PT - 4401F	1981	528	*

Tabela A3.7 - Potência necessária do motor eléctrico adicionando ao circuito as unidades de VB e COG.

Hipóteses	Bombas	Q (m ³ /h)	BHP _{serviço} (kW)	Potência (kW)
1	PM - 4401E	3523	680	735
2	PM - 4401E	3899	713	770
3	PM - 4401E	2119	542	585
	PT - 4401F	2119	542	*

*A PT-4401F tem acoplado uma turbina de 830 kW que pelos dados de projecto encontra-se preparada para fornecer o caudal máximo da bomba, 4300 m³/h.

Desta forma verifica-se que optando por apenas utilizar a PM-4401E, é necessário recolocar o motor original da bomba, 810 kW, em qualquer dos casos.

Anexo 4 Cálculo do desempenho da torre de arrefecimento

4.1 Equações utilizadas para o cálculo do número de unidade de transferência (NTU)

4.1.1 Teoria de Merkel

Esta teoria considera a transferência de massa e energia entre o ar e a água numa torre de arrefecimento em fluxo em contracorrente. Considera um fluxo de massa e energia desde o seio da água até uma interface, e depois da interface até às redondezas da massa de ar. O fluxo atravessa duas fronteiras, oferecendo cada uma, uma resistência resultante de gradientes de temperatura, entalpia e humidade.

Merkel demonstrou que o total de calor transferido é directamente proporcional à diferença entre a entalpia de ar saturado à temperatura da água e a entalpia do ar no ponto de contacto com a água. Este facto pode ser representado pela seguinte equação (Daeil Aqua, 2008).

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{h_w - h_a} \quad (A4.1)$$

Onde:

$\frac{KaV}{L}$ –Característica da torre, adimensional (número de unidades de transferência, NTU)

T_1 –Temperatura de saída da água, °C

T_2 –Temperatura de entrada da água, °C

T –Temperatura no seio da água, °C

h_w –Entalpia da mistura ar - vapor de água, no seio da água, kcal/kg de ar seco

h_a –Entalpia da mistura ar - vapor de água, à temperatura de termómetro húmido, kcal/kg de ar seco

O lado direito da Equação (A4.1) é adimensional e é calculado recorrendo apenas às temperaturas e caudais que entram e saem da torre de arrefecimento. Representa o número de unidades de transferência (NTU).

A Equação A4.1 é baseada nas seguintes considerações (Kern, 1950):

- O ar e o vapor de água comportam-se como gás ideal;
- O efeito de evaporação da água é desprezado;
- O filme de ar na interface é assumido estar saturado;
- O número de Lewis é igual a 1.

O integral pode ser resolvido pelos quatro pontos de Chebycheff, que utiliza valores de y a partir de valores de x já predeterminados entre o intervalo a e b , de forma a avaliar o integral $\int_a^b y dx$. A soma destes valores multiplicada pelo intervalo $(b - a)$ fornece o valor do integral. Na forma dos quatro pontos, os valores de y são retirados para valores de x correspondentes a 0,102673..., 0,406204..., 0,593796... e 0,897327... do intervalo $(b - a)$. Para a determinação do NTU os valores arredondados às décimas permitem obter resultados perfeitamente ajustados. Assim, a fórmula aproximada fica:

$$\int_a^b y dx = (b - a) \frac{(y_1 + y_2 + y_3 + y_4)}{4} \quad (A4.2)$$

Onde:

y_1 valor de y quando $x = a + 0,1(b - a)$

y_2 valor de y quando $x = a + 0,4(b - a)$

y_3 valor de y quando $x = a + 0,6(b - a)$

y_4 valor de y quando $x = a + 0,9(b - a)$

Por analogia, a avaliação do integral para o cálculo do NTU fica:

$$\frac{K_a V}{L} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{h_w - h_a} = (T_2 - T_1) \frac{\left(\frac{1}{Dh_1} + \frac{1}{Dh_2} + \frac{1}{Dh_3} + \frac{1}{Dh_4} \right)}{4} \quad (A4.3)$$

Onde:

Dh_1 valor de $(h_w - h_a)$ à temperatura de $T_1 + 0,1(T_2 - T_1)$

Dh_2 valor de $(h_w - h_a)$ à temperatura de $T_1 + 0,4(T_2 - T_1)$

Dh_3 valor de $(h_w - h_a)$ à temperatura de $T_1 + 0,6(T_2 - T_1)$

Dh_4 valor de $(h_w - h_a)$ à temperatura de $T_1 + 0,9(T_2 - T_1)$

4.1.2 Balanço energético à torre

As leis da termodinâmica dizem que todo o calor trocado pela água ao descer na torre de arrefecimento é igual e terá que ser absorvido pelo ar que sobe a torre. Assim, após realizado o balanço à torre obtém-se (Rosaler, 2002):

$$h_{a2} = h_{a1} + \frac{L}{G} (T_2 - T_1) \quad (A4.4)$$

Onde:

h_{a2} – Entalpia da mistura ar - vapor de água, à temperatura de termómetro húmido, à saída da torre, kcal/kg de ar seco

h_{a1} – Entalpia da mistura ar - vapor de água, à temperatura de termómetro húmido, à entrada da torre, kcal/kg de ar seco

$\frac{L}{G}$ – Razão de caudais (líquido/gás), kg de água/kg de ar seco

4.1.3 Entalpia de ar saturado

A entalpia do ar saturado em (energia/mol de ar seco) é determinada pela Equação A4.5:

$$h_s = \int_{T_R}^T C_{p_b} dt + Y_s \left[\lambda(T_R) + \int_{T_R}^T C_{p_a} dt \right] \quad (A4.5)$$

Onde:

h_s – Entalpia de ar saturado, kcal/kgmole ar seco

C_{p_b} – Capacidade calorífica do ar, kcal/kgmole ar seco K^{-1}

C_{p_a} – Capacidade calorífica do vapor de água, kcal/kgmole água K^{-1}

Y_s – Humidade do ar saturado, mole de H_2O /mole ar seco

λ – Entalpia de vaporização da água à T_R , kcal/kgmole água

A temperatura de referência (T_R) considerada neste estudo foi de 0 °C e a pressão de referência 1 atmosfera.

Sabendo que:

$$C_{p_b} = 6,713 + 4,697 \times 10^{-4} T + 1,147 \times 10^{-6} T^2 - 4,696 \times 10^{-10} T^3 \quad (A4.6)$$

$$C_{p_a} = 7,700 + 4,594 \times 10^{-4} T + 2,521 \times 10^{-6} T^2 - 8,587 \times 10^{-10} T^3 \quad (A4.7)$$

válida para 0 °C < T < 1527 °C (Hougen, 1959)

E segundo Smith et al. (1996):

$$\lambda(0^{\circ}\text{C}) = 10464,6 \frac{\text{kcal}}{\text{kgmole}} \quad (\text{A4.8})$$

Substituindo e integrando a Equação A4.5, obtém-se a equação para o cálculo de h_s :

$$\begin{aligned} h_s = & 6,713 T + \frac{4,697 \times 10^{-4}}{2} T^2 \\ & + \frac{1,147 \times 10^{-6}}{3} T^3 - \frac{4,696 \times 10^{-10}}{4} T^4 + Y_s \left[10464,6 + 7,700 T + \frac{4,594 \times 10^{-4}}{2} T^2 \right. \\ & \left. + \frac{2,521 \times 10^{-6}}{3} T^3 - \frac{8,587 \times 10^{-10}}{4} T^4 \right] \end{aligned} \quad (\text{A4.9})$$

Pela análise da Equação A4.9 verifica-se a necessidade do cálculo da humidade de ar saturado.

Sabendo que:

$$Y_s = \frac{y_s}{(1 - y_s)} \quad (\text{A4.10})$$

Onde:

y_s – Fracção molar de água no ar

A humidade de ar saturado é obtida a partir da lei de Raoult:

$$y_s P = x_s P^s \quad (\text{A4.11})$$

Onde:

x_s – Fracção molar de ar na água, neste caso $x_s = 1$, visto o ar ser não condensável

P – Pressão atmosférica, 760 mm Hg

P^s – Pressão de vapor da água, obtida pela equação de Antoine (mm Hg)

Para o cálculo da pressão de vapor recorre-se à equação de Antoine:

$$\text{Log}_{10} (P^s) = A - \frac{B}{C + T} \quad (\text{A.412})$$

Sendo as constantes:

$A = 7,52940$; $B = 1435,264$; $C = 208,302$, válidas até 130 °C (OHE,1976)

4.2 Cálculo do NTU

Para o cálculo do NTU é necessário conhecer primeiramente as condições de projecto da torre de arrefecimento, nomeadamente caudal de água (L), caudal de ar (G), temperaturas de entrada (T_2) e de saída (T_1) da água e temperatura de termómetro húmido (T_h).

Tabela A4.1 - Condições de projecto da torre de arrefecimento.

L por célula (kg/h)	$1,47 \times 10^6$
G por célula (kg/h)	$1,74 \times 10^6$ *
T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	29
T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	46
T_h ($^{\circ}\text{C}$)	24

*Valor de projecto da torre CT4401 A a F

O caudal de ar foi retirado da folha de especificação das células A a F, devido à ausência deste dado para as células G a J. As restantes condições foram retiradas das folhas de especificação e coincidem com as informações das restantes células.

A metodologia de cálculo foi a seguinte:

1ºPasso - Cálculo das temperaturas do lado da água correspondentes aos quatro pontos de Chebycheff, presentes na Equação A4.3, sendo $T_1 = 29^{\circ}\text{C}$ e $T_2 = 46^{\circ}\text{C}$;

2ºPasso - Cálculo de Y_s , a partir das Equações A4.10 a A4.12. Para o lado da água utilizam-se as quatro temperaturas obtidas no ponto anterior, e para o lado do ar a temperatura de termómetro húmido nas condições de projecto, $T_h = 24^{\circ}\text{C}$;

3ºPasso - Cálculo das correspondentes, h_w a partir da Equação A4.9 para cada uma das temperaturas definidas no ponto 1;

4ºPasso - Cálculo de h_{a1} , entalpia de entrada do ar à temperatura de T_h a partir da Equação A4.9 (a entalpia do ar de entrada corresponde à entalpia de saturação adiabática à T_h);

5ºPasso - Cálculo da entalpia do lado do ar para os quatro pontos de Chebycheff a partir da Equação A4.4;

Os principais resultados encontram-se na Tabela A4.2.

Tabela A4.2 - Resultados para a resolução do integral da equação de Merkel.

Lado da água			Lado do ar		Diferença de entalpia
Descrição	T (°C)	h_w (kcal/kg ar seco)	Descrição	h_a (kcal/kg ar seco)	$1/(h_w - h_a)$
$T_1 + 0,1 \times (T_2 - T_1)$	30,7	24,95	$h_{a1} + 0,1 \times L/G \times (T_2 - T_1)$	18,76	0,16
$T_1 + 0,4 \times (T_2 - T_1)$	35,8	32,53	$h_{a1} + 0,4 \times L/G \times (T_2 - T_1)$	23,06	0,11
$T_1 + 0,6 \times (T_2 - T_1)$	39,2	38,68	$h_{a1} + 0,6 \times L/G \times (T_2 - T_1)$	25,93	0,08
$T_1 + 0,9 \times (T_2 - T_1)$	44,3	50,03	$h_{a1} + 0,9 \times L/G \times (T_2 - T_1)$	30,23	0,05

6º Passo - Resolução do integral.

De seguida é apresentado o NTU nas condições de projecto:

$$\frac{KaV}{L} = (T_2 - T_1) \frac{\left(\frac{1}{Dh_1} + \frac{1}{Dh_2} + \frac{1}{Dh_3} + \frac{1}{Dh_4} \right)}{4} = 1,68 \quad (A4.13)$$

4.3 Desempenho actual da torre de arrefecimento

4.3.1 Equação característica da torre

Foi descoberto que uma representação em escala logaritmica KaV/L vs L/G a um caudal de ar constante resulta numa recta. Esta recta quando representada nas curvas obtidas a partir da equação de Merkel representa a curva característica da torre (Daeil Aqua, 2008):

$$\frac{KaV}{L} = C \left(\frac{L}{G} \right)^{-m} \quad (A4.14)$$

Onde:

$\frac{KaV}{L}$ – Característica da torre, determinada pela equação de Merkel

C – Constante relacionada com as condições de projecto da torre

m – Expoente relacionado com as condições de projecto da torre

4.3.2 Cálculo do actual caudal de ar

Para aferir as actuais temperaturas de saída da torre é necessário estimar o actual caudal de ar.

Para tal recorreu-se à seguinte equação (Daeil Aqua, 2008):

$$BHP_{ventilador} = \frac{G \times P_{total}}{6356 \times \eta_{ventilador}} \quad (A4.15)$$

Em que:

$$P_{total} = P_{dinâmica} + P_{estática} \quad (A4.16)$$

$$BHP_{ventilador} = BHP_{motor} \times \eta_{transmissão} \quad (A4.17)$$

Onde:

$BHP_{ventilador}$ – potência no eixo do ventilador, cv

G – caudal de ar, CFM(pés cúbicos/min)

$\eta_{ventilador}$ – eficiência do ventilador, %

$P_{dinâmica}$ – pressão dinâmica, polegadas de água

$P_{estática}$ – pressão estática, polegadas de água

BHP_{motor} – potência no eixo do motor, cv

$\eta_{transmissão}$ – eficiência de transmissão, %

Os dados considerados para estimar o caudal de ar encontram-se na Tabela A4.3.

Tabela A4.3 - Dados para estimar o caudal de ar.

$P_{dinâmica}$ (polegadas de água)	0,2**
$P_{estática}$ (polegadas de água)	0,528*
$\eta_{transmissão}$ (%)	98*
$\eta_{ventilador}$ (%)	68*
BHP_{motor} (cv)	113

* Valor de projecto da torre CT4401 A a F.

** Valor retirado da literatura (Monroe, 1974).

Assim, com base nos dados da Tabela A4.3 e combinando as Equações A4.15 a A4.17, obteve-se uma estimativa do caudal de ar.

$$G = 6,55 \times 10^5 \text{ CFM} = 1,34 \times 10^6 \text{ kg/h}$$

4.3.3 Cálculo da temperatura de saída prevista para as diversas experiências

O cálculo da temperatura de saída da água foi realizado por um método iterativo cujo objectivo é que a característica da torre seja igual ao NTU, nas condições de cada uma das experiências.

A metodologia de cálculo é a seguinte:

1ºPasso - Cálculo do valor de C , Equação A4.14, usando o NTU obtido para as condições de projecto, Secção 4.2;

$$C = \frac{KaV}{L} \times \left(\frac{L}{G}\right)^m = 1,68 \times \left(\frac{1,47 \times 10^6}{1,74 \times 10^6}\right)^{0,6} = 1,52$$

Notar que o valor de m utilizado foi 0,6, obtido em Rosaler (2002).

Os valores dos caudais encontram-se na Tabela A4.1.

2ºPasso - Cálculo da nova característica;

Para cada uma das experiências calcula-se o novo $\frac{KaV}{L}$, utilizando o valor de C e m do 1º passo, os caudais mássicos de água lidos em cada uma das experiências e o valor de caudal mássico de ar obtido na Secção 4.3.2.

Para a experiência E fica:

$$\frac{KaV}{L} = 1,52 \times \left(\frac{2,94 \times 10^6}{2 \times 1,34 \times 10^6}\right)^{-0,6} = 1,44$$

Notar que a estimativa de caudal de ar obtido na Secção 4.3.2 é por cada célula, daí que esteja multiplicado por 2, pois na experiência E estavam duas células em funcionamento.

3ºPasso - Iterar até que o NTU seja igual à nova característica obtida no 2º passo, variando a diferença entre a temperatura de saída da água e a de termómetro húmido.

A temperatura de saída da água será dada pela seguinte equação:

$$T_1 = T_h + (T_1 - T_h) \quad (A4.18)$$

A T_h foi obtida recorrendo ao diagrama psicrométrico, utilizando-se os dados de temperatura ambiente e humidade relativa presentes nas Tabelas A1.4 e A1.5 do Anexo 1.

Os resultados obtidos encontram-se na Tabela A4.4, sendo alguns destes resultados apresentados na Tabela 10, Secção 5.4.

Tabela A4.4 - Resultados obtidos pelo algoritmo de cálculo para as diferentes experiências.

Experiências	L (kg/h)	T ₂ experiência (°C)	T _h (°C)	Nº células	NTU	T ₁ experiência (°C)	T ₁ calculado (°C)	Diferença (°C)
A 12horas	$2,57 \times 10^6$	29	11,5	2	1,56	21,67	19,94	1,7
A 15 horas	$2,57 \times 10^6$	30	11,0	2	1,56	22,76	20,12	2,6
B	$3,40 \times 10^6$	29	13,4	2	1,32	22,35	21,89	0,5
C	$3,58 \times 10^6$	29	16,2	3	1,63	22,35	21,56	0,8
E	$2,94 \times 10^6$	28,5	12,2	2	1,44	21,98	20,62	1,4